



Universidad Carlos III de Madrid
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

PROYECTO DE FIN DE CARRERA

I.T.I MECÁNICA

DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE
FRENADO PARA UN PROTOTIPO
FORMULA STUDENT

Autor: Elena Criado Ocaña

Tutor: Dr. Daniel García-Pozuelo Ramos

Leganés, marzo de 2012

DOCUMENTOS DEL PROYECTO

MEMORIA

- Memoria descriptiva..... páginas 1 – 184

ANEXOS

- Anexo 1: Cálculos detallados.....páginas 1-16
 - Dinámica de la frenada.....páginas 1-9
 - Conjunto disco-pastilla.....páginas 10-16
- Anexo 2: Montaje.....páginas 1-7
 - Montaje del repartidor.....páginas 1-5
 - Montaje de los latiguillos.....páginas 6-7
- Anexo 3: Planos
 - Lista de planos.....página 1
 - Planos.....páginas 2-14
- Anexo 4: Pliego de condiciones.....páginas 1-2
- Anexo 5: Presupuesto.....páginas 1-6
 - Mediciones.....página 1
 - Precios unitarios.....página 2
 - Sumas parciales.....página 3
 - Presupuesto general.....página 5

RESUMEN DEL PROYECTO

El presente proyecto se centra en el estudio, cálculo y diseño del sistema de frenado de un prototipo Formula Student, más comúnmente conocido como Formula SAE (F-SAE). En concreto, del monoplaza perteneciente al equipo UC3M Competición que participará en la competición Formula Student 2013. Se trata de diseñar un sistema de frenado atendiendo a criterios de máxima fiabilidad y altas prestaciones. Para ello se deberá cumplir la normativa impuesta por la organización de la competición además de realizar ciertas consideraciones particulares para adaptar al máximo este sistema a la comodidad y seguridad del piloto.

Para llevarlo a cabo, se ha creído conveniente definir y resumir la propia competición así como la normativa que la rige en lo referente al sistema de frenado. Posteriormente se ha pasado a un análisis exhaustivo de los dos puntos claves a los cuales debemos atender a la hora de realizar el diseño de un sistema de frenado. En primer lugar, se analizará la dinámica de la frenada de un vehículo convencional tipo turismo. A continuación se llevará a cabo un recorrido por los elementos que lo componen además de realizar un estudio de su funcionamiento. Todo ello con el objetivo de poder comparar este tipo de sistema con el de un Formula SAE. Así podremos adaptar, de la mejor manera posible, estos elementos a las especificaciones que requerirá el vehículo de competición.

El estudio de los componentes del sistema de frenado ha sido enfocado hacia los sistemas de freno de disco, debido a su perfecta y óptima utilización como solución al problema. Con ello, se ha profundizado en el mecanismo de fricción entre disco y pastilla y se han desarrollado aspectos fundamentales del comportamiento del mismo como pueden ser el desgaste, el agrietamiento o la fatiga térmica.

De esta manera, una vez adquirido el máximo volumen de conocimientos referente a los sistemas de frenado, se ha llevado a cabo el estudio de las exigencias particulares de un monoplaza tipo Formula SAE. Así, se ha realizado un estudio de las diversas alternativas a las que podemos optar analizando las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas. También se han justificado cada una de las decisiones que se han tomado. Todo ello bajo el criterio principal de adaptar al máximo dicho sistema de frenado a nuestras exigencias particulares.

Las metas establecidas mediante este proyecto han sido, desde un primer momento, las de alcanzar una deceleración máxima de 1,6g aprovechando la máxima adherencia entre los neumáticos y el asfalto. Todo ello a través de un sistema lo más ligero y fiable posible que proporcione una distribución de fuerzas entre ambos ejes que aseguren la estabilidad del vehículo. Siempre bajo la condición de un presupuesto que se ha establecido en un máximo de 3000€.

De esta forma podemos establecer de manera introductoria, que nuestro sistema de frenado se compondrá de los siguientes elementos:

- Doble circuito hidráulico independiente.
- Dos discos de freno delanteros externos con pinzas de freno fijas de simple pistón.
- Dos discos de freno traseros internos con pinzas de freno fijas de doble pistón.
- Dos bombas de freno independientes montadas sobre el conjunto del pedal de freno.
- Un repartidor de frenada regulable desde la posición del conductor.
- Conjunto de latiguillos y conectores que cerrarán el circuito hidráulico.

Una vez elegidos los componentes que finalmente formarán parte de nuestro sistema de frenado y de haber seleccionado los fabricantes con los que trabajaremos, procederemos a la modelización de cada uno de ellos mediante la herramienta de trabajo Solid Edge V19.

Terminado el ensamblaje de dichos componentes, se nos permitirá asignar las propiedades características de cada uno de los materiales, lo cual nos da la oportunidad de hallar el peso del conjunto y la altura del centro de gravedad. Esta información es realmente muy importante para poder estudiar el comportamiento del vehículo en conjunto. Además aporta información muy relevante al resto de divisiones. También nos ha permitido obtener los planos de conjunto, subconjunto y despiece de estos componentes.

MEMORIA

ESTUDIO, CÁLCULO Y ELECCIÓN

Este documento contiene el estudio teórico, el diseño y la elección de cada uno de los componentes que formarán parte del prototipo, así como el estudio conjunto de los mismos en un vehículo tipo Formula SAE.

ÍNDICE

MEMORIA DESCRIPTIVA

1. Introducción.....	1
2. Objetivo del proyecto	3
3. Datos de partida	5
3.1 Introducción	5
3.2 Características del vehículo	6
3.3 Normativa	7
4. Descripción del conjunto	10
4.1.El mecanismo de frenada	10
4.2.Sistema de frenos en el automóvil	33
4.3.Dinámica de la frenada	69
5. Sistema de frenado de un prototipo Formula SAE	81
5.1.Introducción	81
5.2.Pruebas	82
5.3.Análisis de alternativas	84
6. Diseño del sistema de frenado de un Formula SAE	99
6.1.Funcionamiento del sistema de frenado	99
6.2.Criterios de diseño	113
6.3.Diseño del sistema	117
7. Características del sistema elegido	132
8. Comportamiento del sistema elegido	145
8.1.Pares de frenado	145
8.2.Deceleración del sistema	147

8.3. Distancia de frenado	147
9. Descripción y características de los elementos	149
10. Modelización en Solid Edge	165
10.1. Diseño de componentes	165
10.2. Peso y altura del centro de gravedad	171
11. Obtención de planos	174
12. Presupuesto..	175
13. Conclusiones.....	177
14. Desarrollos futuros.....	181
15. Bibliografía	183

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Vehículo Formula SAE	pág.9
Figura 2	Fuerzas principales en el proceso de frenado.....	pág.12
Figura 3	Fuerzas generadas en la rueda	pág.16
Figura 4	Fuerza de frenado vs deslizamiento.....	pág.18
Figura 5	Transferencia de pesos	pág.19
Figuras 6-14	Bloqueo	págs.19–23
Figura 15	Reparto óptimo de frenado	pág.25
Figura 16	Curva de equiaderencia	pág.27
Figura 17	Fuerza de fricción	pág.28
Figura 18	Distancia de frenado	pág.32
Figuras 19-36	Sistema de frenado para vehículo convencional.....	págs.33-51
Figura 37	Conjunto pinza-pastilla	pág.51
Figuras 38-44	Discos de freno.....	págs.59-67
Figura 45	Diagrama de sólido libre	pág.70
Figura 46	Diferencial	pág.90
Figura 47	Disposición del circuito de frenado	pág.91
Figura 48-49	Configuración sistema de frenado.....	pág.93
Figura 50	Freno externo delantero	pág.94
Figuras 51-54	Tipos de pedal.....	págs.95-97
Figura 55	Relación de pedal	pág.101
Figuras 56-59	Repartidor	págs.102-105
Figura 60	Fuerzas disco-pastilla	pág.119
Figura 61	Comportamiento pastillas delanteras	pág.133
Figura 62	Pastilla trasera	pág.133
Figuras 63-66	Elementos elegidos del sistema de frenos.....	págs.136-140

Figuras 67-71 Elementos y conexiones hidráulicas.....	págs.141-144
Figuras 72-74 Comportamiento del sistema.....	págs.146-148
Figuras 75-101 Características componentes	págs.150-164
Figuras 102-114 Diseños en Solid Edge	págs.166-180

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Características generales.....	pág.7
Tabla 2	Resistencia aerodinámica y de rodadura.....	pág.14
Tabla 3	Coeficiente de adherencia.....	pág.15
Tabla 4	Composición del disco de freno	pág.58
Tabla 5	Ponderación de los criterios de elección.....	pág.88
Tabla 6	Elección del sistema.....	pág.88
Tabla 7	Comparativa de sistemas.....	pág.89
Tabla 8	Puntuación de las pruebas	pág.114
Tabla 9	Datos para cálculos	pág.124
Tabla 10	Soluciones.....	pág.127
Tabla 11	Comparativas de soluciones.....	pág.131
Tabla 12	Características de cálculo.....	pág.135

MEMORIA

DESCRIPTIVA

Capítulo 1

Introducción: La competición

La Formula Student constituye una de las competiciones más grande y prestigiosa de su clase en toda Europa. Esta competición es puesta en marcha por el instituto de ingenieros mecánicos (IMechE), en colaboración con la asociación de ingenieros del automóvil (SAE) y el instituto de ingenieros eléctricos (IEE). Se organiza cada año un evento con el objetivo de retar a más de 120 universidades de todo el mundo en el diseño, construcción, desarrollo, gestión y competición dentro de cada equipo [15].

Esta competición data de 1981 en los Estados Unidos a través de la creación del programa Formula SAE. En 1998 dos vehículos americanos y dos ingleses compitieron en una demostración realizada en Gran Bretaña de donde se consideró la iniciativa con un alto valor de interés ya que proporcionaba a los estudiantes una oportunidad alternativa de aplicar los conocimientos adquiridos durante sus estudios a un caso práctico. De esta manera el IMechE aceptó la gestión del proyecto en Europa con la colaboración de la sociedad de ingenieros del automóvil, estableciendo unas normas de competición comunes que permitiera el flujo continuo de competidores. Debido al éxito que tuvo todo ello, actualmente los equipos pueden optar por participar dentro de la Formula SAE americana, Formula Student europea, Formula SAE australiana, italiana o brasileña.

Existen restricciones impuestas por la propia organización, tales como son el diseño del chasis o del motor, con el fin de desafiar la imaginación, el conocimiento y la creatividad de los estudiantes que participarán en la competición.

En primer lugar, existe una fase de desarrollo teórico de los distintos proyectos que buscarán la solución para cada una de las divisiones que forman el conjunto del vehículo, es el caso del presente documento. Posteriormente, los vehículos se construyen bajo un continuo trabajo en equipo desarrollado en el periodo de un año y son llevados a la competición para su evaluación con el resto de proyectos.

De esta manera, la Universidad Carlos III de Madrid, a través del equipo UC3M Competición ha iniciado el proyecto de diseño y construcción del vehículo tipo fórmula, con el propósito de competir en el próximo evento que tendrá lugar en el año 2013. Así el estudiante, a través de la realización de su proyecto de final de carrera, se encargará de diseñar un sistema específico del vehículo, además de buscar y obtener los recursos necesarios para su realización. Por lo que deberá enfrentarse a problemas reales que tienen lugar en cualquier proyecto de ingeniería como son el manejo de un presupuesto, tiempos de entrega y la aplicación de los conocimientos técnicos adquiridos durante estos años en su paso por la Universidad además de adquirir otros nuevos para la correcta realización del proyecto.

Podemos concluir que el presente proyecto responde a la necesidad de cubrir el diseño del sistema de frenos del vehículo.

Capítulo 2

Objetivos del proyecto

El objetivo del presente documento se centra en el diseño y cálculo del sistema de frenado de un vehículo tipo monoplace. Para ello se prestará máxima atención a criterios tan importantes para su desarrollo como son la máxima fiabilidad, altas prestaciones y viabilidad económica, a fin de participar en la prestigiosa competición Formula Student.

Para comenzar este reto, se realizará el dimensionado de cada uno de los elementos que deberán componer nuestro sistema de frenado de manera que se ajusten a las exigencias de frenada marcadas por las particulares características de este tipo de vehículos. Los componentes que formarán este sistema de frenado serán: discos de freno, pinzas de freno, pastillas, bombas hidráulicas, depósitos de fluido, pedal de freno y sistemas hidráulicos que serán los encargados de conectar los distintos componentes.

Con todo ello podemos decir que el presente proyecto servirá de medio para adquirir amplios conocimientos sobre el funcionamiento de los sistemas de frenado más comúnmente empleados en la actualidad en el sector del automovilismo. Y aún más particularmente sobre los sistemas de freno de disco, dada su apropiada utilización como solución. De tal forma que todo ello sirva como una base para poder elegir correctamente los componentes que finalmente formarán el sistema de frenos de nuestro prototipo.

De esta manera, una vez elegidos todos los componentes, se procederá a realizar un estudio a fondo de la dinámica de la frenada del prototipo equipado con dichos elementos para poder comprobar su idoneidad y nos posibilite la posterior adquisición de los mismos y su integración en el propio vehículo.

Dicho proyecto contribuirá al ejercicio de los conocimientos adquiridos durante la carrera así como la adquisición nuevos conceptos que serán necesarios para su correcto desarrollo. De esta manera constituirá un ejercicio de ingeniería en el cual el equipo deberá enfrentarse a una situación real dotada de límites de tiempos de entrega, integración de los trabajos de cada una de las divisiones y el manejo de un presupuesto limitado. Se trata, por tanto, de un ejercicio práctico de gran valor.

Capítulo 3

Datos de partida

3.1 INTRODUCCIÓN

Una vez introducido el concepto de la competición, podemos establecer el transcurso de la misma. Inicialmente los estudiantes son convocados ficticiamente por una empresa de automoción a un concurso de proyectos para producir un vehículo prototipo y proceder posteriormente a su evaluación. Hay que destacar que el sector del mercado al que va dirigido el vehículo es el del corredor aficionado de autocross de fin de semana. Por ello, las exigencias del vehículo hacen que deba poseer un alto rendimiento en términos de aceleración, frenada y calidad. También deberá poseer un reducido coste, un sencillo mantenimiento y una alta fiabilidad aunque también se valorarán otros aspectos como son la estética, la comodidad y la utilización de piezas comunes del sector de la automoción para que de esta manera se pueda mantener de una forma razonable dicho vehículo. De este modo, la empresa de automoción lo que pretende es producir 1000 unidades al año con un coste inferior a 21000 € [15].

Con ello se pone en marcha el desafío para cada uno de los equipos tratando, así, de reunir todas estas características de la mejor forma posible y de esta manera, cada diseño será juzgado y comparado con el resto de proyectos para determinar cuál es la mejor solución.

Podemos establecer que los datos de partida surgen por dos vías. En primer lugar, la normativa de competición que la organización pone a disposición de los equipos y por otro lado, las necesidades de frenada impuestas por un vehículo de estas características y que habremos de detallar según avancemos en el documento.

3.2 CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO

En general, los vehículos de Formula SAE son monoplasas que poseen un largo de aproximadamente 3 metros. Usan motores de 600 cc adoptados de motocicletas, de 4 tiempos y 4 cilindros, que llegan a una potencia de 70 CV. Esta potencia es la encargada de mover un vehículo de menos de 250 Kg de masa y se regula mediante 6 marchas de cambio secuencial para conseguir aceleraciones de 0 a 100 Km/h en unos 4 segundos, y velocidades puntas de hasta 170 Km/h. Observando todos estos datos, podemos ver que la conducción de un vehículo de dichas características no es ningún juego ya que se trata de coches nerviosos debido a su poco peso y gran aceleración. Se sabe que en las pruebas cronometradas se llegan a alcanzar fuerzas de hasta 2g [19].

Todo ello nos hace comprender la necesidad de disponer de potentes frenos y suspensión de competición así como de arcos de seguridad delanteros y traseros. De hecho, el piloto debe vestir mono y casco ignífugos y tanto él como el propio vehículo deberán pasar unas duras pruebas de verificación de seguridad para poder competir [15].

Debido a que se trata de un proyecto en conjunto de todas las partes del vehículo, para desarrollar el presente proyecto nos valdremos de un vehículo conceptual propio de este tipo de competición, para el cual deberemos diseñar el sistema de frenado que mejor se adapte a las características y especificaciones.

En la siguiente tabla podemos observar los datos necesarios para el desarrollo del presente proyecto, basándose en datos conceptuales típicos de esta competición.

Dimensiones	Eje delantero	Eje trasero
Longitud, anchura y altura total	2815mm,1310mm,1025mm	
Batalla	1540mm	
Masa total con un conductor de 68 Kg	120 Kg	110Kg

Parámetros de suspensión	Eje delantero	Eje trasero
Llantas	13"	13"
Altura del centro de gravedad	250 mm sobre el suelo	

Ergonomía	
Ajustes a la talla del conductor	largo máximo de pedal 250 mm

Tabla 1. Características generales.

3.3 *NORMATIVA DE COMPETICIÓN*

La normativa de competición es establecida por la organización de Formula Student, la cual trata de un extenso documento en el que se deben basar los diseños y la gestión de la construcción del monoplaza que vaya a competir en el evento.

La normativa seguida para el desarrollo de este proyecto es la última emitida por la organización. Se trata de la normativa 2012. De esta manera, cada uno de los integrantes del equipo de Formula SAE debe realizar un estudio a fondo de la misma limitando, de esta manera, las posibilidades que cabrían imaginar para su diseño.

En lo concerniente a este documento, la normativa hace ciertas referencias en cuanto al sistema de frenado [15]. Éstas son:

- El prototipo deberá estar equipado de un sistema de frenos que actúe sobre las 4 ruedas y esté dirigido por un solo mecanismo de control.
- El sistema de frenado debe tener 2 circuitos hidráulicos independientes de manera que en el caso de fuga o falla en cualquier punto del sistema, el poder efectivo de frenado se mantenga al menos en 2 ruedas.

- Cada circuito hidráulico debe tener su propia reserva de líquido, ya sea por la utilización de depósitos por separado o por el uso de un único depósito con separación interna.
- Un único elemento de freno que actúe sobre un diferencial autoblocante es aceptable.
- El sistema de frenos debe ser capaz de bloquear las 4 ruedas durante las pruebas que se especifiquen.
- Los sistemas de freno por cable están prohibidos.
- No se permite la utilización de conductos del sistema hidráulico de material plástico o sin blindaje de protección.
- En la vista lateral, ninguna parte del sistema de frenos que se monte en la parte suspendida del vehículo puede proyectar por debajo de la superficie inferior de la estructura o monocasco, según sea el caso.
- El pedal de freno deberá estar diseñado para soportar una fuerza de 2000N sin ningún tipo de fallo del sistema de freno o de la caja de pedal. Esto puede ser probado con la fuerza máxima que puede ser ejercida por cualquier funcionario cuando esté sentado normalmente.
- El pedal de freno debe ser fabricado de acero, aluminio o titanio.
- En la prueba dinámica el sistema de frenos debe demostrar la capacidad de bloqueo de las 4 ruedas y detener el vehículo en línea recta al final de una carrera de aceleración especificada por los inspectores de frenos.
- Como medida de seguridad debe ser instalado en el prototipo un interruptor que sea accionado en el caso de alcanzar el tope del recorrido del pedal de freno. Este interruptor deberá cortar el encendido y la energía a cualquier surtidor de gasolina eléctrico.
- La repetida actuación del interruptor no debe restaurar la energía de estos componentes, y debe ser diseñado de manera que el conductor no pueda restablecerla.
- El interruptor debe ser implementado con componentes analógicos, y no mediante el recurso de reguladores lógicos programables, unidades de control del motor, o reguladores digitales de funcionamiento similar.

- El vehículo debe estar equipado con una luz roja de freno de al menos 15 vatios, o equivalente, claramente visible desde la parte trasera. Si se utiliza una luz tipo LED, debe ser claramente visible en condiciones de intensa luz solar.
- Esta luz debe ser montada entre la línea central de la rueda y el nivel de los hombros del conductor verticalmente y aproximadamente en la línea central del vehículo lateralmente.



Figura 1. Vehículo Formula SAE.

Capítulo 4

Descripción del conjunto

4.1 EL SISTEMA DE FRENO (EL MECANISMO DE FRENADA)

4.1.1. Introducción

El sistema de freno de un automóvil resulta fundamental para el vehículo. Se trata del sistema que confiere la capacidad de reducir la velocidad del vehículo cuando está en marcha incluso llegando a detenerlo si fuera necesario.

El principio en el que se basa el sistema de frenado es en la reducción de la energía cinética, producida por el movimiento del vehículo, y/o potencial transformándola en energía calorífica.

Previamente a desarrollar el análisis de los sistemas de frenos, debe anticiparse una serie de cuestiones relativas al proceso dinámico de la operación de frenado de los automóviles. En este sentido debe tenerse en cuenta que, cuando un conductor acciona el pedal de freno para reducir la velocidad o detener el automóvil en condiciones de marcha, la fuerza que ejerce en el pedal es transmitida y multiplicada por el equipo de frenos para generar, finalmente, la retención y deceleración necesaria en las ruedas [10].

Desde que se acciona el pedal de freno se inicia un proceso generalizado y simplificado de la operación de frenado en los vehículos automóviles que se configura por las fases señaladas a continuación:

- 1) El conductor pisa el pedal de freno, e inicia la fase de frenado.
- 2) Tiempo de respuesta que transcurre desde que se acciona el pedal de freno hasta que se genera la fuerza de frenado en las ruedas.
- 3) Etapa en la que se produce el incremento de la fuerza de frenado hasta alcanzar su valor de máxima eficacia, próximo al 75% de la presión de frenado.
- 4) Valor de máxima deceleración en el proceso de frenado.
- 5) Duración real de la frenada
- 6) Detención del automóvil.
- 7) Efecto de inercia que se produce al soltar el pedal de freno.

Este proceso de frenado puede parecer muy elemental, pero en realidad la dinámica del proceso de frenado implica una convergencia de acciones conjuntas para que la efectividad de la frenada pueda alcanzar el 100% de eficacia, aunque obviamente se trata un caso ideal. Para ello, deben cumplirse de forma simultánea una serie de condicionantes como son:

- 1) Que la adherencia entre los neumáticos y el asfalto sea máxima.
- 2) Que no se bloqueen las ruedas y el automóvil no derrape.
- 3) Que el equipo de frenos funcione correctamente.

Si no se cumplen estas condiciones, la eficacia del frenado se reduce y la distancia de detención se prolonga considerablemente, como en los casos de superficies resbaladizas y frenadas de elevada intensidad donde se produce el bloqueo de las ruedas, anulando el control y direccionalidad del automóvil.

En los siguientes apartados, desarrollaremos los conceptos y fundamentos técnicos incidentes en todo proceso dinámico del proceso de frenado. Para poder realizarlo, consideraremos los vehículos como cuerpos rígidos no dotados, por tanto, de suspensiones.

En primer lugar tenemos que saber que el reparto de cargas de un vehículo no es igual en el eje delantero y trasero sino que varía. En un vehículo moderno parado, la

distribución de las cargas son de un 55% del peso total en el eje delantero y de un 45% en el trasero. Sin embargo, este reparto estático se modifica en condiciones dinámicas.

Las principales fuerzas en el proceso de frenado del vehículo son las que podemos observar en la siguiente figura:

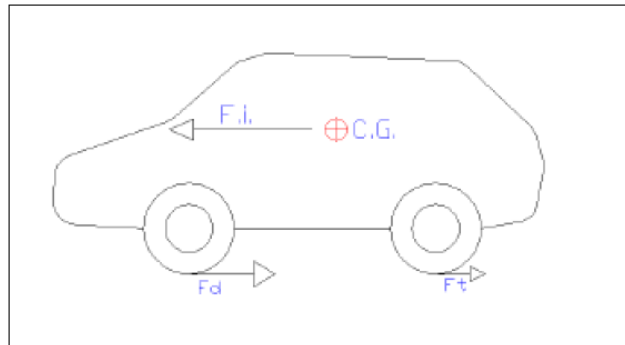


Figura 2. Fuerzas principales en el proceso de frenado.

Observando la figura anterior, la inercia del vehículo al frenar genera una fuerza (F_i) que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo y que al estar este punto situado, normalmente, a mayor altura que el eje de las ruedas, genera un par de cabeceo en el vehículo que modifica el reparto de cargas sobre los ejes. Aunque dicho reparto de cargas dinámicas durante la frenada depende de otros factores tales como el reparto de cargas estáticas, alturas del centro de gravedad y otros podemos aproximar que en un vehículo estándar dicho reparto de masas en una situación dinámica es, aproximadamente, del 80% sobre el eje delantero y del 20% en el trasero.

Esta situación supone que tanto el dimensionamiento de los frenos delanteros y traseros, así como las características del material de fricción de las pastillas, han de tener distintas dimensiones y/o coeficientes para evitar el bloqueo de las ruedas traseras. Ya que de producirse el bloqueo del eje trasero traerá consecuencias nefastas como veremos más adelante.

4.1.2 Fuerzas y momentos que actúan en el proceso de frenado

A continuación estudiaremos los diferentes esfuerzos que intervienen durante el proceso de frenado. A priori, algunos nos podrían parecer irrelevantes, pero dependiendo del tipo de conducción que realicemos pueden llegar a ser de suma importancia [16].

a) Fuerza de frenado

Las principales fuerzas retardadoras del vehículo en el proceso de frenado son las que se desarrollan en la superficie de las ruedas como consecuencia de su contacto con la calzada. Estas son las fuerzas de frenado.

Si el conductor acelera, se genera un incremento de la velocidad o aceleración, y si frena, lo que se produce es un decremento de la velocidad o deceleración.

Como sabemos, la aceleración se define como la variación de la velocidad en la unidad de tiempo. En las fases de aceleración y deceleración que se producen en el automóvil, se pone de manifiesto la fuerza de inercia, la cual es definida como la resistencia que opone todo cuerpo en los cambios de movimiento y cuya magnitud depende de la masa del vehículo en función del grado de intensidad de la aceleración o deceleración aplicada.

Cuando el conductor procede a frenar el vehículo, al soltar el pedal del acelerador se suprime la fuerza de impulsión y se inicia la deceleración del vehículo. A partir de este momento, el desplazamiento depende directamente de la fuerza de inercia generada en la deceleración, que mantiene la marcha continuada del automóvil.

Al pisar el pedal de freno, la fuerza de frenado que debe aplicarse para anular la fuerza de impulsión, en este caso la fuerza de inercia, depende directamente de la oposición de la fuerza de rozamiento que estudiaremos a continuación.

Tenemos que decir que la fuerza de frenado máxima así como la fuerza de tracción máxima, tienen dos límites. En ambos casos es el impuesto por el conjunto neumático-suelo. En lo relativo a las fuerzas de frenado, existe otro límite impuesto que es el que tiene el sistema de freno y en lo referente a las fuerzas de tracción máxima que es el que impone la potencia del motor. Sin embargo, el límite crítico es el impuesto por

la adherencia existente entre el neumático y el suelo, ya que cuando se rebasa ese límite, se produce el bloqueo de las ruedas sobre el pavimento.

b) Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura así como la resistencia aerodinámica del vehículo, que veremos a continuación, intervienen como fuerzas retardadoras en el proceso de frenado. Aunque realmente su influencia es pequeña frente a la fuerza de frenado, ayudan durante el proceso de deceleración. La resistencia a la rodadura está compuesta, fundamentalmente, por la fricción neumático-suelo y pérdidas mecánicas en el sistema de transmisión. Su valor es generalmente pequeño en comparación con las otras fuerzas en juego. Podemos decir que el valor de la resistencia a la rodadura crece casi proporcionalmente a la velocidad.

c) Acciones aerodinámicas

En el movimiento del automóvil también existen fuerzas aerodinámicas, no obstante, como habíamos avanzado en el apartado anterior, éstas solo tienen interés como fuerzas retardadoras a altas velocidades, ya que a velocidades moderadas o bajas pueden despreciarse frente al valor de la fuerza de frenado. Sin embargo, las fuerzas aerodinámicas son importantes a altas velocidades ya que su valor aumenta con el cuadrado de la velocidad que el vehículo lleve. En la siguiente tabla podemos ver un ejemplo de cómo varían las resistencias en función de la velocidad del vehículo, así como la potencia que necesita desarrollar el mismo para un vehículo de tamaño medio.

Velocidad (Km/h)	Resistencia Aerodinámica (Kg)	Resistencia a la Rodadura (Kg)	Resistencia Total (Kg)	Potencia necesaria (CV)
40	5,3	10,0	15,3	2,3
80	21,6	14,0	35,6	10,7
120	48,6	19,0	67,6	30,6
160	86,4	26,0	112,4	67,9
200	135,0	32,0	167,0	126,2

Tabla 2. Resistencia aerodinámica y de rodadura frente a velocidad del vehículo.

d) Resistencia del motor y transmisión

La resistencia que ofrece el motor en muchos casos es un factor importante en el proceso de frenado. La potencia, como el par resistente, que ofrece el motor en procesos de frenado en los que permanece conectado a las ruedas a través de la transmisión, es importante cuando gira a un gran número de revoluciones y disminuye con la velocidad, hasta hacerse pequeño el último intervalo de un proceso de frenado.

De hecho, en bajadas prolongadas, la retención efectuada por el motor es de suma importancia para preservar los elementos del sistema de fricción de los frenos del calentamiento y consiguientes desgastes elevados.

4.1.3 Adherencia y condiciones

Como hemos visto anteriormente, la eficacia de la frenada depende del contacto neumático-asfalto principalmente o, lo que es lo mismo, la adherencia.

El coeficiente de adherencia (f) es un valor experimental que define la mayor o menor adhesión de los cuerpos en contacto, neumático y calzada. Este coeficiente depende del desgaste de los neumáticos y del estado de la superficie de desplazamiento.

Por ejemplo, un valor de adherencia alto es el que corresponde a una calzada con superficie rugosa muy adherente y un valor bajo, podríamos decir que es sinónimo de calzada resbaladiza.

En la tabla adjunta podemos ver valores típicos de adherencia para distintos casos.

CARRETERA		NEUMATICOS	
TIPO	ESTADO	NUEVOS	USADOS
HORMIGON NORMAL	SECO	1.0	1.0
	MOJADO	0.7	0.5
ASFALTO GRUESO	SECO	1.0	1.0
	MOJADO	0.7	0.5
ASFALTO NORMAL	SECO	0.6	0.6
	MOJADO	0.5	0.3

Tabla 3. Coeficiente de adherencia según carretera y neumático.

Como introducíamos anteriormente, el valor de la adherencia es muy difícil de calcular, pero se puede determinar experimentalmente mediante pruebas de frenado o de aceleración. Sin embargo, se conoce cuáles son los factores que concurren en la determinación del valor de adherencia [8]. Algunos son variables o modificables y otros fijos. A continuación, indicamos los más importantes:

- 1) Factores dependientes del terreno: material del fondo de la carretera, rugosidad e irregularidad de la superficie, existencia de barro, aceite, hojas, humedad, nieve o hielo, y presencia de agua y altura de la misma.
- 2) Factores dependientes del vehículo: carga adherente sobre las ruedas motrices (y eventuales acciones dinámicas del viento sobre la carrocería); peso del vehículo, tipo de suspensiones y de amortiguadores; velocidad de marcha y par transmitido a las ruedas.
- 3) Factores dependientes del neumático: naturaleza de la mezcla, amplitud de la superficie de la huella, uniformidad de las presiones en dicha superficie...

Cuando un conductor acciona el pedal del acelerador, tras seleccionar la velocidad correspondiente en el cambio de marchas, se produce la transmisión de giro y fuerza desarrollados por el motor hasta las ruedas motrices del automóvil.

Esta transmisión de fuerza que reciben las ruedas es el que produce el giro y empuje de las mismas, permite el movimiento y desplazamiento del automóvil.

Este esfuerzo de empuje generado por las ruedas motrices que permite el desplazamiento del automóvil se denomina fuerza de impulsión o de tracción.

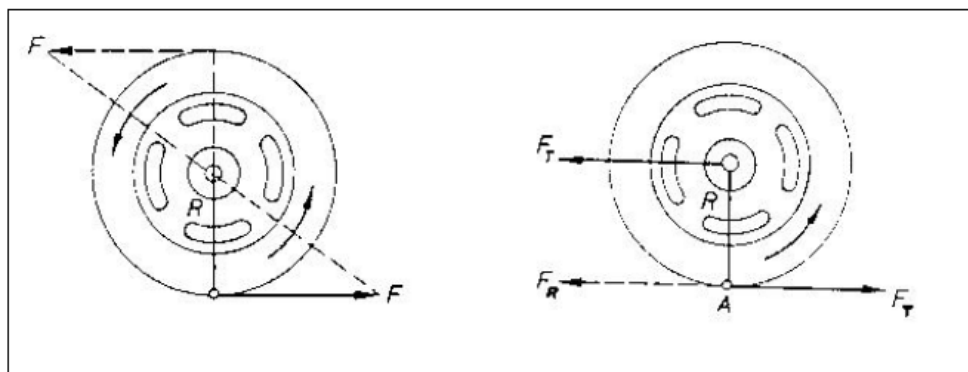


Figura 3. Fuerzas generadas en la rueda.

Obviamente, las ruedas motrices no deben girar en vacío, ya que si no existe una superficie de contacto no se produce el desplazamiento y el automóvil permanecerá inmóvil, al no existir ningún tipo de elemento adherente que se oponga al giro de las ruedas.

Por lo tanto, la condición necesaria para que un automóvil se pueda desplazar es, que la superficie de contacto entre los neumáticos y el asfalto pueda generar una resistencia opuesta a la fuerza de impulsión, denominada fuerza de rozamiento que veremos a continuación con más detalle.

En base a todo lo anterior, en la operación de frenado se contemplan dos situaciones a tener en cuenta:

- a) Frenado estable: si la fuerza de frenado aplicada a los elementos frenantes de las ruedas es menor que la fuerza de impulsión (fuerza de inercia), originada por su par resistente, la resultante es positiva. En este caso, la velocidad del automóvil se reduce de forma progresiva y con seguridad.
- b) Frenado inestable: si la fuerza de frenado aplicada a los elementos frenantes de las ruedas es mayor que la fuerza de impulsión (fuerza de inercia), la resultante es negativa. En esta situación, el par resistente generado por la fuerza de frenado contrario al giro de las ruedas, produce el bloqueo de las mismas y en consecuencia se provoca el arrastre o deslizamiento de las mismas.

Por lo tanto, la condición de no derrape o deslizamiento de las ruedas en la frenada de todo automóvil que debe cumplirse es que la deceleración generada en la frenada no debe superar los límites de adherencia de los neumáticos y la calzada.

4.1.4 Deslizamiento

El deslizamiento o derrape del automóvil en la operación de frenado, se produce en la situación crítica del bloqueo de las ruedas cuando la fuerza de frenado supera la fuerza de inercia [8].

Por tanto, la condición principal para un correcto frenado es detener el automóvil en el menor tiempo posible, pero sin llegar a bloquear las ruedas por los elementos frenantes del sistema de frenos.

Unos neumáticos muy desgastados, o bien, una calzada con lluvia, barro, nieve o hielo reducen considerablemente la adherencia de contacto, y el bloqueo de las ruedas

se produce con una menor fuerza de frenado con el consiguiente deslizamiento y pérdida de direccionalidad del automóvil.

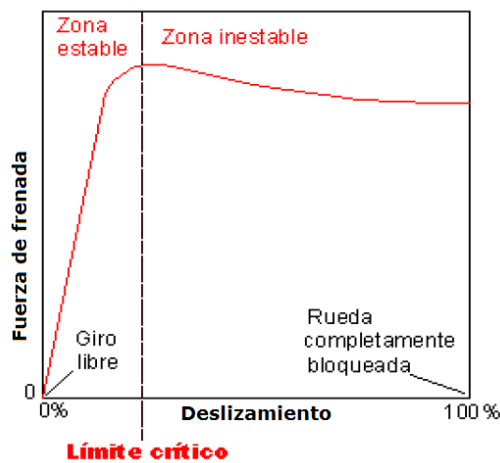


Figura 4. Fuerza de frenada vs deslizamiento.

4.1.5 Deslizamiento longitudinal

Debido a la inercia del automóvil, al acelerar y sobre todo en frenadas de elevada intensidad, se produce una transferencia de peso longitudinal como ya hemos visto anteriormente.

Al frenar, debido a la inercia del automóvil en marcha, se produce este cabeceo de la parte trasera a la delantera, es decir, el eje trasero se aligera y el delantero se sobrecarga.

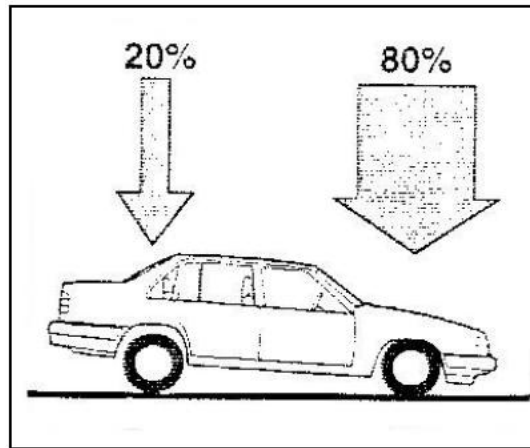


Figura 5. Transferencia de peso del eje trasero al delantero.

Al aumentar la carga en el eje delantero, se aumenta la fuerza de adherencia, motivo por el que la fuerza de frenado se debe incrementar en los frenos de las ruedas delanteras, para que pueda aplicarse hasta el 80% del efecto de frenado cuando se pisa el pedal de freno.

Si la fuerza de frenado fuese por igual en las ruedas delanteras y traseras, ante frenadas de gran intensidad se produciría rápidamente el bloqueo de las ruedas traseras.

a) Bloqueo del eje trasero

La siguiente situación se da cuando el eje delantero tiene adherencia pero el trasero se ha llegado a bloquear.

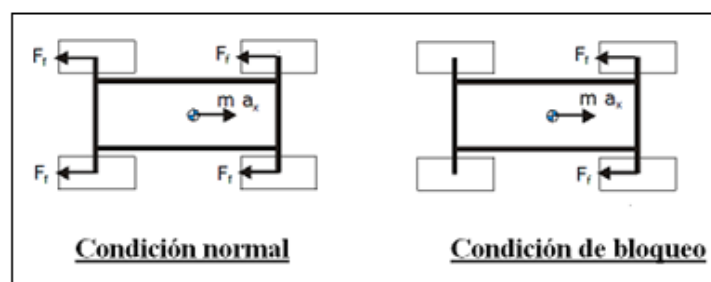


Figura 6. Esfuerzos en condición normal y bloqueo del eje trasero.

Sin embargo, cuando un vehículo circula, aunque sea por una recta, está ligeramente desviado de la línea horizontal. Así, forma un ángulo Ψ con la horizontal. De esta manera se produce un momento de guiñada que hace que la parte trasera del

vehículo tienda a girar en torno al eje perpendicular a la calzada que pasa por el centro de gravedad produciéndose la llamada *inestabilidad direccional*.

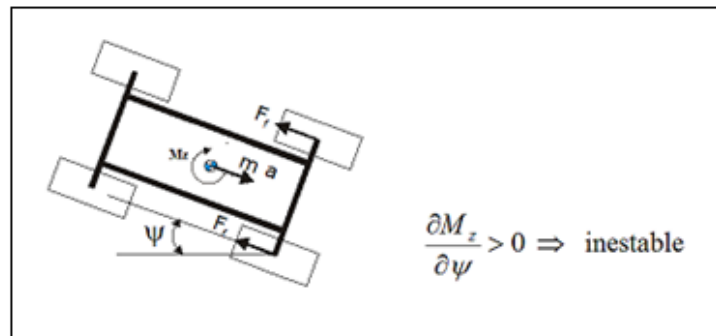


Figura 7. Inestabilidad direccional.

La consecuencia de este boqueo es un derrape o deslizamiento de las ruedas traseras que produce el giro del automóvil. La parte trasera avanza a la parte delantera del vehículo, provocando un trompo.

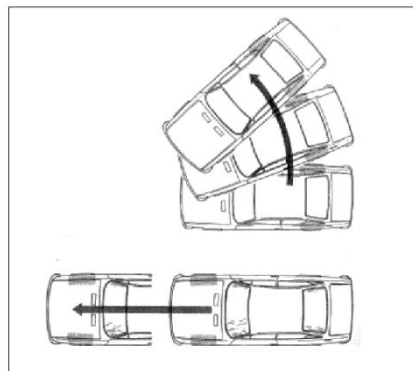


Figura 8. Bloqueo de las ruedas traseras.

Para evitar esta situación, la instalación del sistema de frenos de los automóviles incorpora un regulador o limitador de frenado para las ruedas traseras como veremos en siguientes capítulos.

Sin embargo, si por el contrario, el bloqueo se produjese en las ruedas delanteras, el efecto del derrape o deslizamiento sería diferente.

b) Bloqueo del eje delantero

En este caso, el eje trasero sí que tiene adherencia con la calzada pero el eje delantero se ha llegado a bloquear.

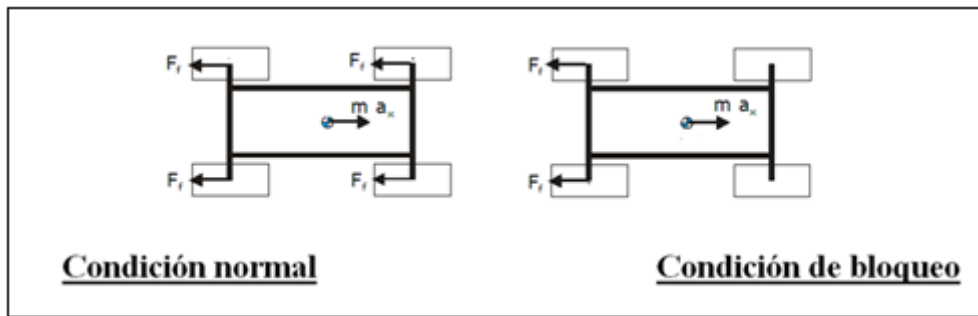


Figura 9. Condición normal y de bloqueo en eje delantero.

En este caso, las fuerzas de inercia aplicadas en el centro de gravedad y las de rozamiento o adherencia en las ruedas, proporcionan un momento de guiñada que disminuye con la perturbación lateral.

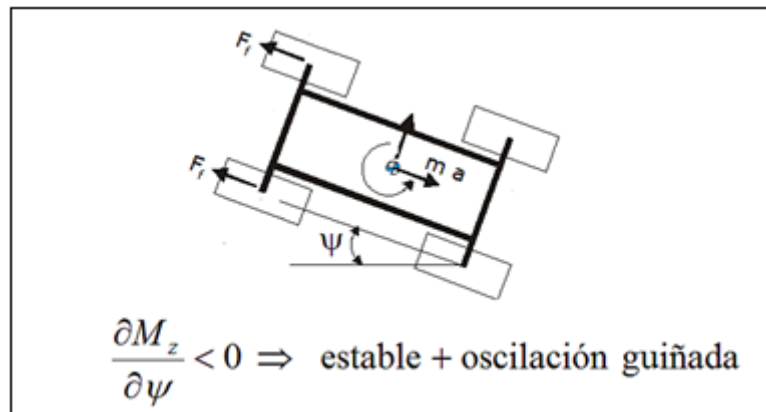


Figura 10. Pérdida de control direccional.

El ángulo de guiñada alcanzará un valor máximo, a partir del cual disminuirá, pudiendo cambiar de sentido, y produciendo cierta pérdida de control direccional, menos grave, en términos generales, que la inestabilidad.

4.1.6 Deslizamiento transversal

Cuando un automóvil toma una curva, las ruedas directrices se orientan según la trayectoria curvilínea, pero debido a la acción de las fuerzas perturbadoras que actúan en el automóvil (fuerza centrífuga, viento lateral, fuerza de tracción del propio motor...), se genera un desplazamiento lateral que modifica el centro instantáneo de

rotación y la trayectoria direccional teórica, provocando en el automóvil, una tendencia a salirse de la carretera [8].

La causa que más influye sobre la deriva de un automóvil en las curvas es la denominada Fuerza Centrífuga que se define como la relación entre la masa del vehículo en función del cuadrado de la velocidad de la marcha y el radio de la curva.

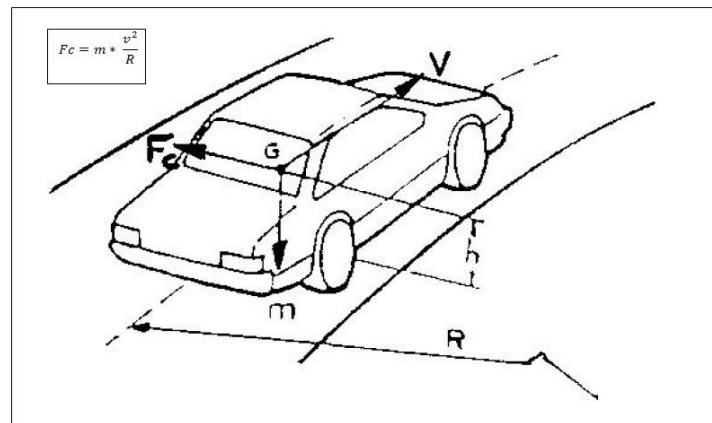


Figura 11. Principales fuerzas en la toma de una curva.

Cuando la velocidad es muy elevada o la curva muy cerrada, se incrementa notablemente la acción de la fuerza centrífuga sobre el automóvil y el conductor debe adecuar la velocidad de la marcha.

Además, esta situación puede ser crítica si se sobrepasa el límite de estabilidad del propio automóvil definido por el denominado círculo de adherencia de los neumáticos. Según este círculo, cuando la resultante TC entre la fuerza de tracción T y la fuerza centrífuga C rebasa dicho círculo de adherencia, se provoca el derrape de las ruedas y la salida en curva de la vía.

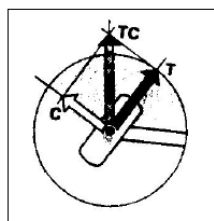


Figura 12. Círculo de adherencia.

Además debe tenerse en cuenta que al actuar la fuerza centrífuga en las curvas y a la misma inclinación del automóvil hacia el exterior de la curva, se genera una

transferencia de peso transversal, es decir, las ruedas exteriores se cargan y las interiores se aligeran, lo que modifica la adherencia de las ruedas en ambos laterales y también el posicionamiento del centro de gravedad.

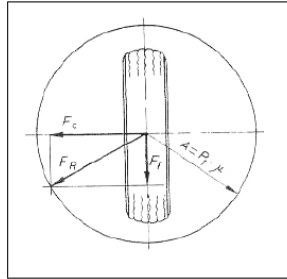


Figura 13. Fuerzas al frenar en una curva.

Al pisar el pedal de freno, se combina la transferencia de peso longitudinal con el transversal. La fuerza de frenado aplicada se reparte lateralmente por igual a las ruedas exteriores y a las interiores a la curva.

A igualdad de coeficiente de adherencia, en las ruedas exteriores la fuerza de rozamiento es superior al de las ruedas interiores. En esta situación la resultante entre la fuerza de frenado y la fuerza centrífuga puede superar el límite del círculo de adherencia y producirse el deslizamiento lateral en la frenada. Además, como las ruedas interiores se aligeran, a igualdad de fuerza de frenado, también éstas pueden llegar a bloquearse provocando el derrape o deslizamiento del vehículo.

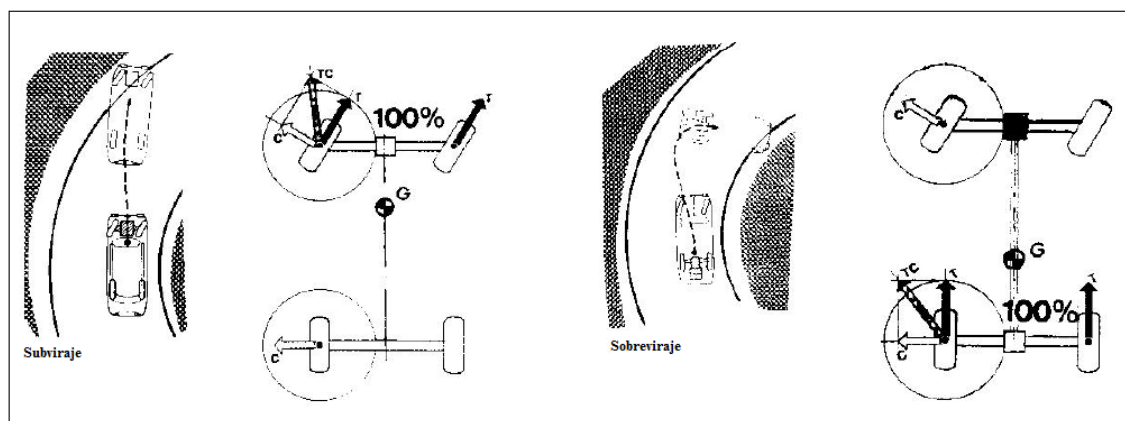


Figura 14. Situaciones de subviraje y sobreviraje en una curva.

De todo ello podemos concluir algunos aspectos muy importantes:

- 1) El bloqueo del eje trasero de un vehículo de dos ejes produce una gran inestabilidad direccional de carácter irreversible.
- 2) El bloqueo de las ruedas del eje delantero de un vehículo de dos ejes puede producir pérdida de control direccional.
- 3) El bloqueo hace disminuir el coeficiente normal de adherencia pasando al valor de rozamiento en deslizamiento, lo cual, en el mejor de los casos si no se produjese alteración grave de la trayectoria, haría aumentar la distancia de frenado respecto a la condición óptima, esto es, si se aprovechara al máximo la adherencia.

Por ello, tanto el diseño del sistema de freno, como en la conducción, debe actuarse de tal forma que se eviten tanto el bloqueo de las ruedas delanteras como traseras. En frenadas bruscas, especialmente en condiciones de baja adherencia, puede llegarse al bloqueo y será probable que las ruedas de ambos ejes no alcancen al mismo tiempo el bloqueo. En este caso, resulta menos desfavorable que el bloqueo se produzca antes en las ruedas delanteras. Por esto se añaden al sistema elementos que limiten la frenada en el eje trasero para que no se produzca su bloqueo antes que en el eje delantero.

De todo esto se comprende que es fundamental un buen aprovechamiento de la adherencia disponible en cada eje ya que constituye un problema crítico en el frenado. Tal aprovechamiento será máximo si el esfuerzo transmitido por el sistema de freno a cada rueda es proporcional a la carga dinámica que soporta. Para optimizar la frenada y evitar el bloqueo de las ruedas se estudia el reparto óptimo de frenado. Además, algunos fabricantes especifican el material de fricción del freno del eje trasero con un coeficiente de fricción (μ) inferior al del eje delantero.

4.1.7 Reparto óptimo de las fuerzas de frenado

Cuando el vehículo se encuentra en estático, la masa del mismo se reparte entre el eje delantero y el trasero, con valores que el diseño del vehículo ha provisto. Casi todos los vehículos comerciales actualmente, son ligeramente más pesados en la zona delantera que en la trasera. Esto se debe a la situación del motor en esta parte además de

que al traccionar sobre el eje delantero, la caja de cambio, diferencial, transmisiones, etc. Se encuentran también sobre él [10].

De esta forma el menor peso en el eje trasero implica que el diseño del reparto de fuerzas sea fundamental para no alcanzar el bloqueo de las ruedas traseras. Todo ello sumado a la transferencia de masa que se produce en el frenado desde el eje trasero al delantero significa que no sólo el eje trasero es menos pesado que el delantero, sino que por la dinámica vehicular en el eje trasero, siempre que se accione el freno, se va a descargar transfiriendo parte de esa carga al eje delantero.

Debido a todo ello, la fuerza frenante que se aplicará al eje delantero no es igual a la del eje trasero.

Esto se puede recoger en unas gráficas las cuales representan la deceleración relativa en la frenada respecto al reparto de cargas en los ejes.

En el siguiente ejemplo vemos, para un valor de $\mu=0,8$, lo que ocurre con el reparto de frenada en cada eje y sus consecuentes bloqueos.

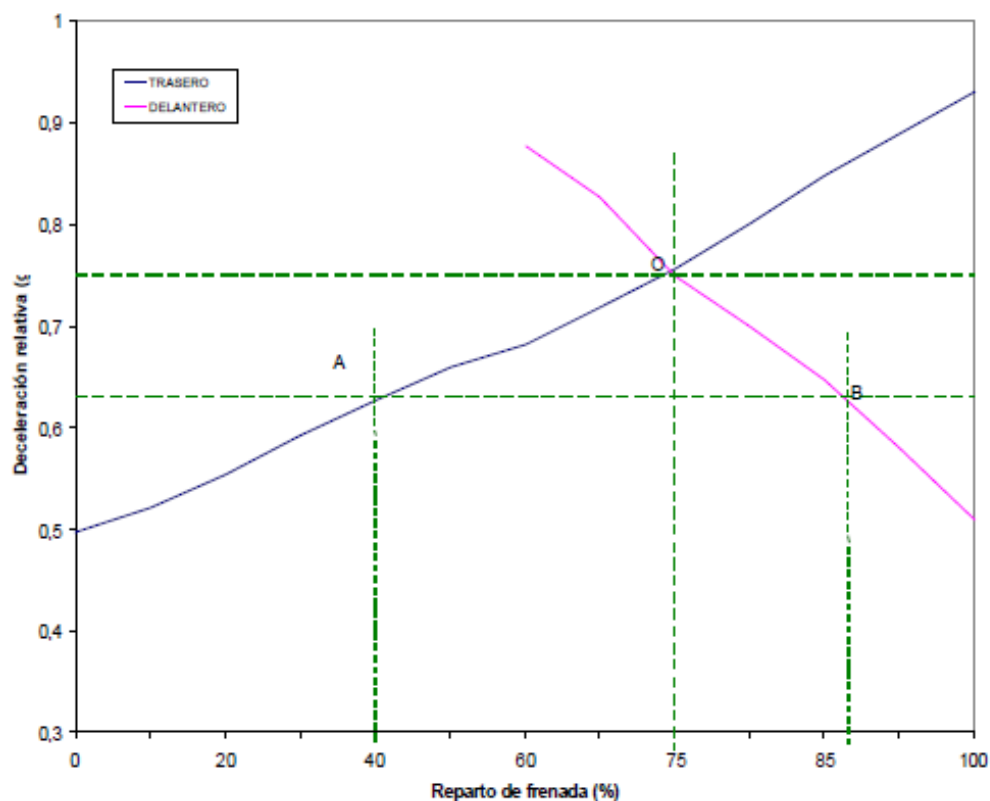


Figura 15. Gráfica reparto óptimo de frenado.

En el punto de intersección de las dos curvas correspondientes al eje delantero y al trasero (punto O) se determinaría un reparto de frenada del 75% en el eje delantero y el 25% en el trasero. En este caso tendríamos una deceleración relativa de aproximadamente 0,75. Así, estaríamos aprovechando al máximo la adherencia disponible.

Sin embargo, si nos fijamos en el punto B, el reparto de frenada sería de un 86% para el eje delantero y un 14% en el trasero llegando a bloquearse antes el eje delantero y consiguiendo una deceleración relativa máxima de 0,62 lo cual está muy por debajo de la óptima que era 0,75.

Fijándonos en el punto A, el reparto de frenada quedaría de la siguiente manera: un 40% eje delantero y un 60% para el trasero, llegando a bloquear antes el eje trasero y con una deceleración relativa máxima de 0,62.

A la vista de las dos situaciones anteriores, elegiremos la primera opción (86% en el eje delantero y 14% en el trasero) ya que, de esta manera, conseguimos la misma deceleración que con la segunda opción pero sabemos que el eje delantero será el primero en bloquearse. Tal y como hemos visto, esto es preferible al bloqueo del eje trasero en primer lugar.

Por ello, los vehículos van equipados con reguladores de presión que consiguen la variación de la presión del circuito trasero para evitar el bloqueo de los neumáticos y sus consecuencias.

Otro recurso utilizado para el cálculo del reparto óptimo de frenada son las llamadas curvas de equiadherencia. En estas curvas se representan gráficamente los valores de las fuerzas de frenado en el eje delantero y trasero en la condición de que las ruedas de ambos ejes alcancen, al mismo tiempo, la adherencia máxima.

La curva de equiadherencia es, por tanto, el lugar geométrico de las parejas de valores que, para una determinada situación de distribución de la carga del vehículo, logran la fuerza máxima de frenado simultáneamente en los dos ejes.

Es evidente que existirán tantas curvas de equiadherencia como posibles distribuciones de carga tenga el vehículo.

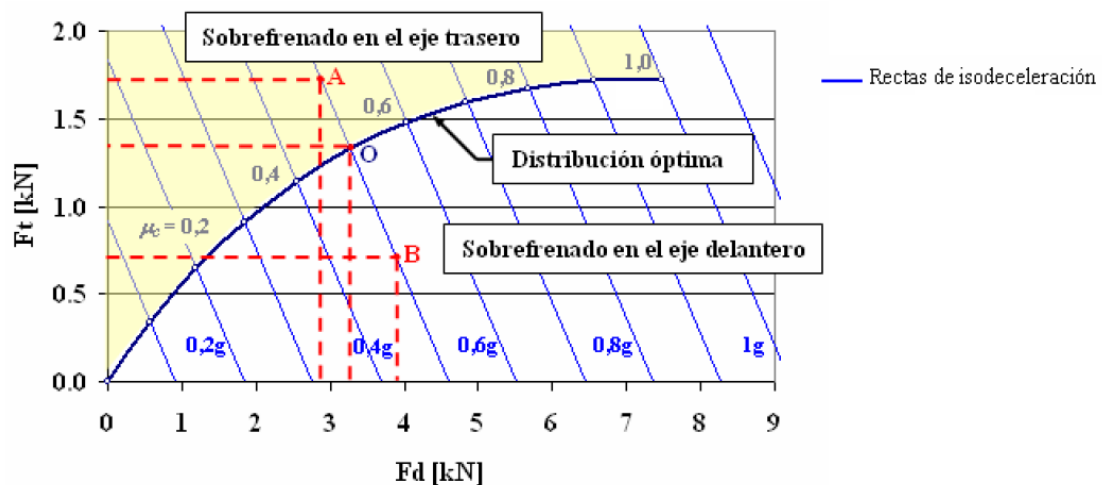


Figura 16. Curva de equiadherencia.

En esta figura se plantean tres posibles situaciones de distribución de la fuerza de frenado entre el eje delantero y el trasero. En los tres casos se obtiene la misma deceleración de frenado. Si la adherencia entre el neumático y la calzada es la correspondiente al punto O, este nos indica la distribución óptima de las máximas fuerzas de frenado.

En estas condiciones, la distribución correspondiente al punto A muestra que la fuerza de frenado en el eje trasero es superior a la máxima permitida para esa adherencia, mientras que la fuerza de frenado en el eje trasero resulta inferior, como consecuencia, en esta situación se produciría el bloqueo de las ruedas traseras antes que el de las ruedas delanteras.

Si la distribución es la correspondiente al punto B, sería el eje delantero el que boquearía antes, ya que la fuerza de frenado en ese eje es superior a la máxima en las condiciones de adherencia planteadas.

De este análisis se deduce que la curva de equiadherencia marca dos zonas diferenciadas, la comprendida entre ella y el eje de fuerza de frenado en el eje trasero en la cual hay sobrefrenado en el eje trasero, y la comprendida entre ella y el eje de frenado en el eje delantero donde el sobrefrenado se produce en el eje delantero.

Haciendo las consideraciones anteriores, de que el bloqueo en el eje trasero produce inestabilidad direccional mientras que el bloqueo del eje delantero origina

cierta pérdida de control direccional, y puesto que esta situación es menos peligrosa, la actuación del sistema de frenos deberá proporcionar en todo momento valores de distribución situados por debajo de la curva de equiaderencia.

4.1.8 El mecanismo de fricción

Introducción

En la interacción entre dos superficies aparecen diversos fenómenos cuyo conocimiento es de vital importancia. Estos tres fenómenos que aparecen son:

- Fricción: efecto que proviene de la existencia de fuerzas tangenciales que aparecen entre dos superficies sólidas en contacto cuando permanecen unidas por la existencia de esfuerzos normales a las mismas.
- Desgaste: consiste en la desaparición de material de la superficie de un cuerpo como consecuencia de la interacción con otro cuerpo.
- Adhesión: capacidad para generar fuerzas normales entre dos superficies después de que han sido mantenidas juntas. Es decir, la capacidad de mantener dos cuerpos unidos por la generación anterior de fuerzas de unión entre ambos.

En primer lugar tenemos que destacar el concepto de fricción. Se trata de la resistencia al movimiento que existe cuando un objeto sólido se mueve tangencialmente con respecto a la superficie de otro sólido con el que está en movimiento [6].

La fricción se expresa en términos relativos de fuerza, como el coeficiente entre la fuerza de fricción y la carga normal a la superficie de contacto. Suele representarse con la letra μ y se trata de un coeficiente adimensional, es decir, carece de unidades ya que las dos fuerzas se miden en las mismas.

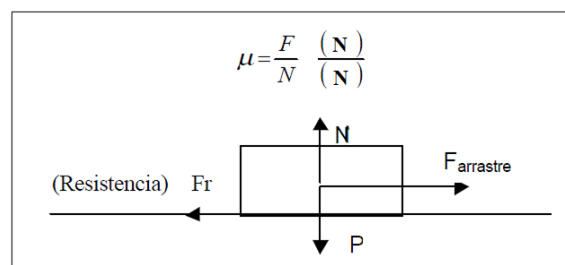


Figura 17. Fuerza de fricción entre dos cuerpos en contacto.

Tenemos que destacar que existen dos situaciones destacables en cuanto se refiere a la fricción:

- 1) Fuerza de fricción estática: esta es la fuerza necesaria para iniciar el movimiento de una superficie respecto de la otra. Si la fuerza tangencial aplicada es menor a este valor, no existe movimiento y la fuerza de fricción es igual o mayor a la tangencial aplicada.
- 2) Fuerza de fricción cinética o dinámica: es la fuerza necesaria para mantener el movimiento de una de las superficies. Se trata de una fuerza de menor valor que la estática.

A continuación resaltamos las leyes fundamentales en las que se basa el fenómeno de la fricción.

- La fuerza de fricción es proporcional a la fuerza normal.

$$F = \mu \cdot N$$

- La fuerza de fricción es independiente del área aparente de contacto. Por ello, objetos grandes y pequeños del mismo par de materiales presentan el mismo coeficiente de fricción ya que depende sólo de la naturaleza de dichas superficies y no del espacio que ocupan.
- La fuerza de fricción teóricamente es independiente de la velocidad de deslizamiento (aunque en la práctica no es así debido a la sensibilidad de los materiales de fricción a la presión, la velocidad y la temperatura).

A escala microscópica, las superficies de los sólidos presentan cimas y valles que podemos evaluar midiendo su rugosidad. Debido a esta rugosidad, cuando dos superficies entran en contacto, no lo hacen en todo el área aparente de contacto, sino que el contacto se verificará sólo en algunos puntos de estas rugosidades.

A esta área, en la que se verifica el contacto, la denominamos área real de contacto, la cual es independiente del área aparente.

Estos puntos de contacto son los encargados de soportar la carga normal y de generar la fuerza de fricción. Cuando la carga normal aumenta, el número de puntos de contacto aumenta, de esta forma aumenta el área real de contacto a pesar de mantenerse invariable el área aparente.

La fuerza de fricción es debida a la adhesión, la deformación y a la interacción entre asperezas. Éstos son efectos que suponen aportación de energía.

La existencia de capas contaminantes entre el disco de freno y el material de fricción reduce considerablemente las fuerzas de fricción. La existencia de una fuerza de fricción hace aumentar el área real de contacto y aumenta el barrido de la capa intermedia, aumentando la adhesión respecto al simple contacto. Es muy importante destacar que a altas velocidades de deslizamiento de una superficie contra la otra, se aumenta la temperatura debido a la fuerza de rozamiento entre ambos materiales que se oponen al movimiento, con lo cual se produce una conversión de la energía cinética en calorífica, con el consiguiente aumento de temperatura entre ambas superficies.

Fricción en el frenado

Como hemos visto en capítulos anteriores, en el proceso de frenado se reduce la velocidad del vehículo por medio de la fricción, convirtiendo la energía cinética o potencial del mismo en calorífica, provocando un aumento de la temperatura global del sistema.

Esta transformación se realiza mediante el contacto de dos superficies del sistema de frenado. Esto es, cuando pisamos el pedal de freno se presuriza el circuito hidráulico y los émbolos de las pinzas empujan las pastillas de freno contra el disco. Es entonces, en este contacto, cuando se produce la transformación de energía.

Debido a ello, a estos componentes se les requiere unas características específicas, ya que deben soportar altas temperaturas sin desgastarse en exceso pero con un buen coeficiente de rozamiento para poder frenar el vehículo.

También el coeficiente de rozamiento del material de fricción ha de ser lo más estable posible a distintas velocidades y a diferentes presiones en el sistema de freno de forma tal que el conductor pueda prever el resultado cuando trata de desacelerar el vehículo.

4.1.9 Eficacia de frenado

Después de analizar los apartados anteriores, puede resumirse que la deceleración y detención de automóviles es consecuencia de la acción de las fuerzas de retención de las ruedas, desarrolladas por los elementos frenantes del sistema de frenos, en combinación con la adherencia de los neumáticos al asfalto.

Si no existe adherencia entre la superficie de contacto de los neumáticos y el asfalto, la frenada y deceleración del automóvil es nula y el vehículo no se detiene. Esto pasa, por ejemplo, al frenar en una zona con placas de hielo.

Cuanto más elevada sea la adherencia entre la superficie de contacto de los neumáticos y la calzada, mayor fuerza de rozamiento de los neumáticos, mayor deceleración y menor tiempo y espacio recorrido en la frenada.

Como ya vimos anteriormente, la deceleración depende básicamente de la adherencia de las superficies de contacto y su valor debe medirse de manera experimental. Por este motivo, para medir el grado de deceleración en el frenado se recurre a valorar el rendimiento o eficacia de frenado de los automóviles.

La eficacia de frenado de un automóvil se mide de forma porcentual, en función del peso que gravita sobre las ruedas y la fuerza de frenado aplicada por el equipo de frenos de servicio a las cuatro ruedas.

$$Eficacia\ de\ frenado = \frac{\sum F_{frenos}}{Peso} \cdot 100 \quad (\%)$$

En realidad, lo que indirectamente da a conocer la eficacia de frenado de un automóvil es el grado de la deceleración que se produce en el vehículo al frenar. Una eficacia del 100% representa una deceleración aproximada de 1g, es decir, unos 10 m/s.

4.1.10 Distancia de parada

La distancia de parada es el espacio recorrido por un automóvil desde el momento que el conductor acciona el pedal de freno hasta que el vehículo se detiene por completo.

Esta distancia depende de diversos factores como la fuerza de frenado aplicada, el grado de adherencia entre los neumáticos y el asfalto, la velocidad del automóvil,...; los cuales son variables y de difícil determinación. Este es el motivo por el que no se puede precisar un cálculo determinante para valorar la magnitud del espacio recorrido en el proceso de frenado.

No obstante, a efectos de cálculo, el valor orientativo de la distancia de parada o espacio recorrido durante una frenada se determina en función del cuadrado de la velocidad de marcha y la deceleración del automóvil.

$$Dp = \frac{v^2}{2 \times a}$$

En esta formulación puede observarse que este cálculo no depende de las características del propio automóvil, sino que relaciona únicamente la velocidad del vehículo y la deceleración o eficacia de frenado, por lo cual, se trata de un cálculo genérico para todos los vehículos.

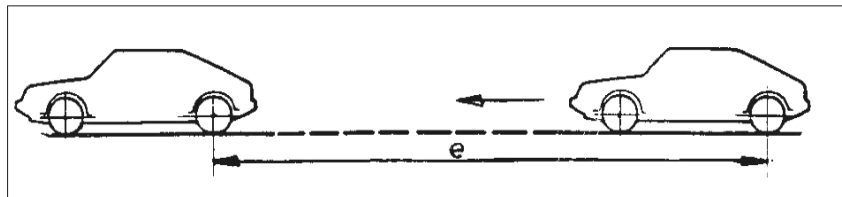


Figura 18. Distancia de frenado de un vehículo.

4.2 SISTEMA DE FRENOS EN EL AUTOMOVIL

El sistema de frenos de un automóvil moderno está compuesto por los siguientes elementos:

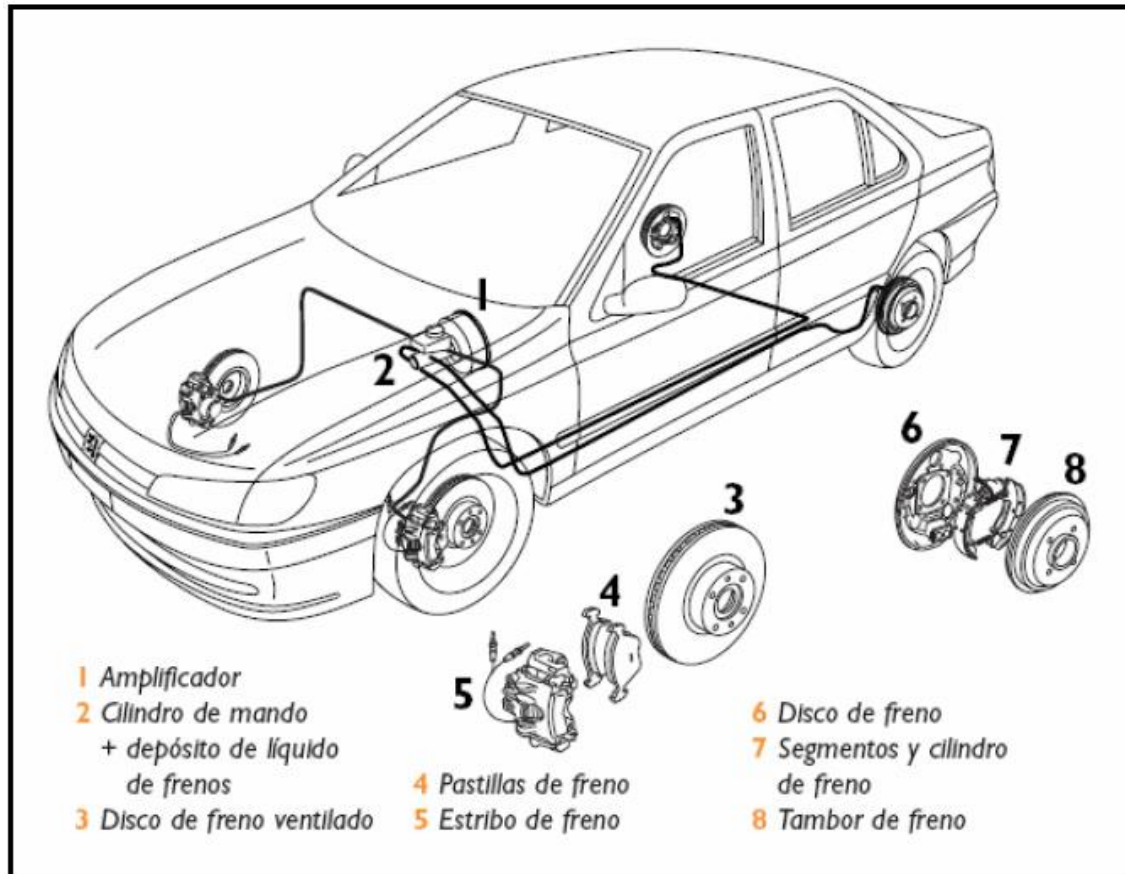


Figura 19. Sistema de frenos de un vehículo moderno convencional configurado de forma diagonal.

A continuación iremos estudiando cada uno de los componentes que forman un sistema de frenado en un vehículo moderno para poder obtener una idea clara de su función y funcionamiento.

4.2.1 Servofreno

El servofreno es el sistema por el cual la fuerza necesaria que hay que realizar sobre el pedal, para presurizar el circuito hidráulico a una misma presión, se reduce. Por lo que se trata de un elemento que reduce el esfuerzo que necesita el conductor para presurizar el circuito pisando el pedal de freno [9].

Podríamos pensar que el servofreno sólo nos ofrece la posibilidad de realizar una presión mayor sobre el circuito hidráulico, y por lo tanto, sobre los pistones de las pinzas de freno con un mayor descanso del pie, pero esto no es únicamente así, sino que además proporciona una mejor dosificación de la frenada.

En los turismos se utilizan dos tipos de servofreno:

- Mastervac: instalado entre el pedal y la bomba de freno.
- Hidrovac : instalado entre la bomba de freno y los cilindros receptores.

Su funcionamiento puede ser de distintos tipos como son: hidráulicos, de aire comprimido, eléctricos o de vacío. Aunque cabe destacar que los más utilizados son estos últimos que aprovechan la depresión creada en el colector de admisión cuando se retira el pie del acelerador para aumentar la fuerza que el pie proporciona al pedal de freno. No nos detendremos en explicaciones más minuciosas sobre su funcionamiento ya que los prototipos de Formula SAE no tienen la necesidad de llevar este componente debido a las características del vehículo utilizado.

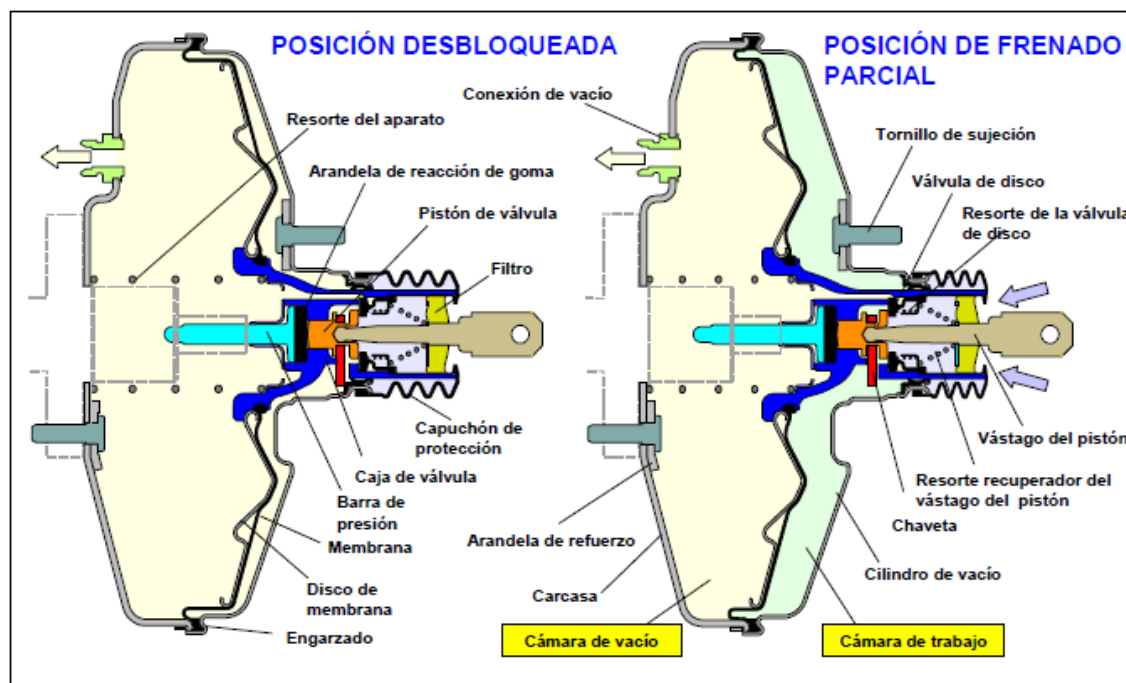


Figura 20. Servofreno de vacío marca ATE.

Para tener una idea sobre la fuerza que se debería ejercer sobre el pedal con o sin servofreno, la siguiente gráfica nos proporciona un buen ejemplo [10].

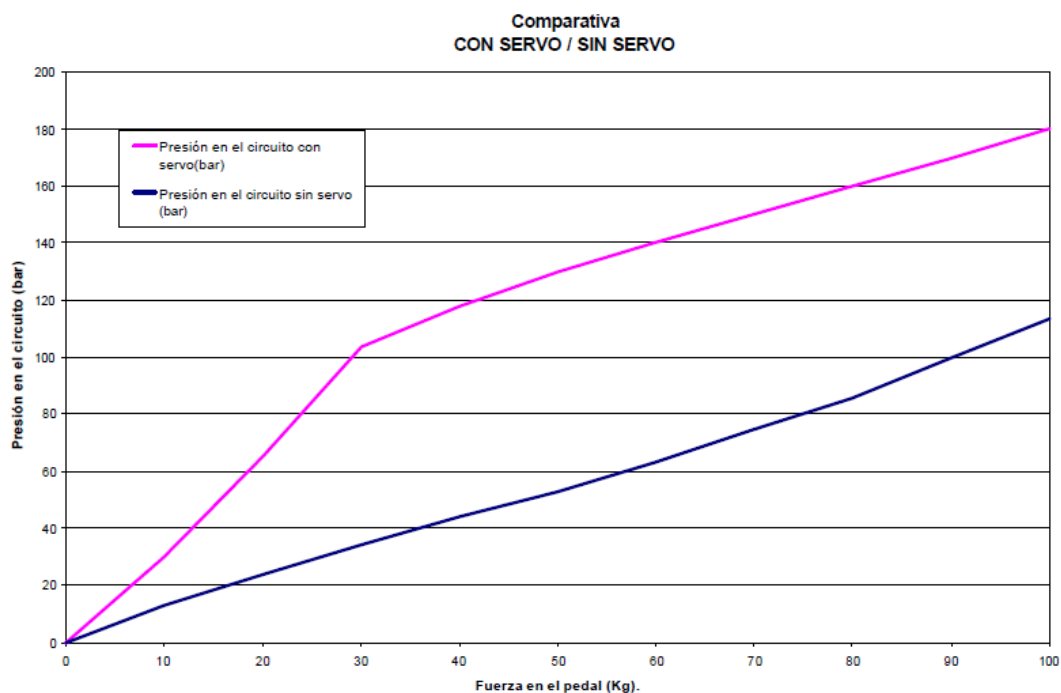


Figura 21. Comparación esfuerzo/presión con y sin servofreno.

4.2.2 Bomba de freno

La bomba de freno o cilindro principal, es el encargado de presurizar el líquido por todo el circuito hidráulico. Como la legislación actual obliga a los fabricantes de vehículos a que estos vayan provistos de doble circuito de freno, las bombas son de tipo tándem. El sistema tándem significa que la bomba dispone de dos pistones, colocados uno a continuación del otro, con los cuales se atiende al suministro del líquido a una presión igual para cada uno de los dos circuitos independientes. Normalmente estas distribuciones son según una “x”. Es decir, un circuito actúa sobre la rueda delantera izquierda y también sobre la trasera derecha mientras que el otro actúa sobre las dos restantes como elemento de seguridad en el caso de problemas de pérdida de eficacia en uno de los dos circuitos [2][9][10].

Para entender mejor el funcionamiento de una bomba de freno explicaremos su funcionamiento fijándonos en la figura 22. En ella se muestra el despiece y sección de una bomba de frenos constituida por el cilindro (1), al que llega el líquido de frenos

desde un depósito (8) acoplado a él y que puede salir por el conducto (9) hacia los cilindros de la rueda.

Dentro del cilindro (1) se desplaza el pistón (4) provisto de una copela de goma (5), alojada en una garganta del pistón, que realiza la estanqueidad necesaria entre éste y el cilindro. La brida (6) y su arandela marcan el tope de recorrido hacia atrás del pistón, que apoya en ellas en posición de reposo. Por delante del mismo se sitúa una copela primaria (3) posicionada por un muelle y la válvula de doble acción (2).

El pistón es accionado por la varilla de mando (10), que por su otro extremo se acopla al pedal de freno. En posición de reposo, la cámara (11) está llena de líquido que entra por el orificio (12), llamado de compensación. En esta cámara tenemos ahora la presión atmosférica, debido a su comunicación con el depósito, el cual se halla sometido a esta misma presión. El muelle mantiene retirado contra su tope al pistón (4) y aplica contra su asiento a la válvula (2), no existiendo comunicación entre la cámara (11) y las canalizaciones de los cilindros de rueda.

Por detrás de la copela primaria (3) entra líquido a la cámara (13), que proporciona un deslizamiento suave del pistón. Cuando se pisa el pedal de freno, la varilla (10) empuja al pistón (4), que arrastra consigo hacia la izquierda a la copela primaria (3), que se abre de su periferia adaptándose perfectamente a las paredes del cilindro, evitando así las fugas hacia atrás del líquido encerrado en la cámara (11) que, durante el desplazamiento del pistón, va siendo comprimido.

En este mismo espacio de tiempo, el muelle aplica contra su asiento a la válvula cada vez más fuerte. Mientras la copela (3) no tape el orificio de compensación (12), por él sale un poco de líquido hacia el depósito, lo que supone una compensación que evita brusquedad en el accionamiento de los frenos. Una vez tapado este orificio, el consiguiente desplazamiento del pistón hace subir la presión en la cámara (11) y, llegado un cierto instante, el valor de presión alcanzado es suficiente para abrir la válvula (2), cuya guarnición de goma es deformada dejando libres los orificios por los que puede salir el líquido a las canalizaciones.

Como las canalizaciones y los cilindros de rueda se encuentran llenos de este mismo líquido, al abrirse la válvula (2) se transmite la presión obtenida en (11) a los cilindros de rueda, que producirán bajo este efecto la aproximación de las superficies de

fricción. Cuanta más fuerza se ejerza en el pistón (4), mayor será la presión alcanzada en la cámara (11), que al transmitirse a los cilindros de rueda producirán una acción de frenado más enérgica.

La presión ejercida en el líquido produce el desplazamiento de los pistones de los cilindros de rueda, que aplican las pastillas contra el disco. El espacio que van dejando libres en su desplazamiento va siendo llenado por el líquido enviado desde la bomba.

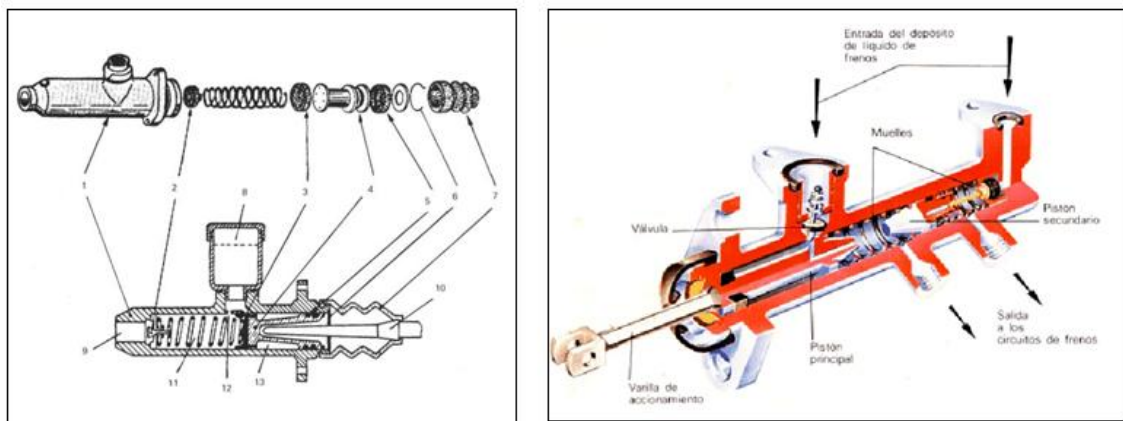


Figura 22. Bomba de freno simple y tandem.

4.2.3 Corrector de frenada

Como hemos visto, cuando se frena un vehículo, parte de su peso se transfiere hacia el eje delantero, quedando el trasero deslastrado; por esto, la fuerza de frenado aplicada a ambos ejes no debe de ser igual y aunque se disponen en las ruedas delanteras unos cilindros receptores mayores, para obtener más fuerza de frenado sobre ellas, sigue siendo necesario utilizar un mecanismo corrector de frenada que corrija la presión aplicada a las ruedas traseras en función de las circunstancias en que se produzca el frenado [1][2].

Además el bloqueo de las ruedas traseras durante el frenado, como ya hemos mencionado antes, es más peligroso cuando se produce en las traseras por eso los correctores de frenado, adecuan las fuerzas de frenado de las ruedas traseras, lográndose una mayor estabilidad en el frenado.

Dependiendo de su estructura funcional, los correctores de frenado realizan diferentes misiones, pudiendo ser clasificados, en general, en dos grandes grupos: los que actúan solamente en función de la presión (repartidores) y los que lo hacen además en función de la carga (limitadores y compensadores). A este efecto citamos los siguientes dispositivos:

a) Corrector de simple efecto

Tiene por misión evitar al circuito trasero de frenos todo aumento de presión procedente de la bomba, por encima de un valor determinado, manteniendo el circuito delantero inamovible, de manera que su presión siga las variaciones de la bomba. Con ello se adopta una repartición fija de las fuerzas de frenado de manera que, cualquiera que sea la repartición de pesos, solamente puede producirse bloqueo en el eje delantero.

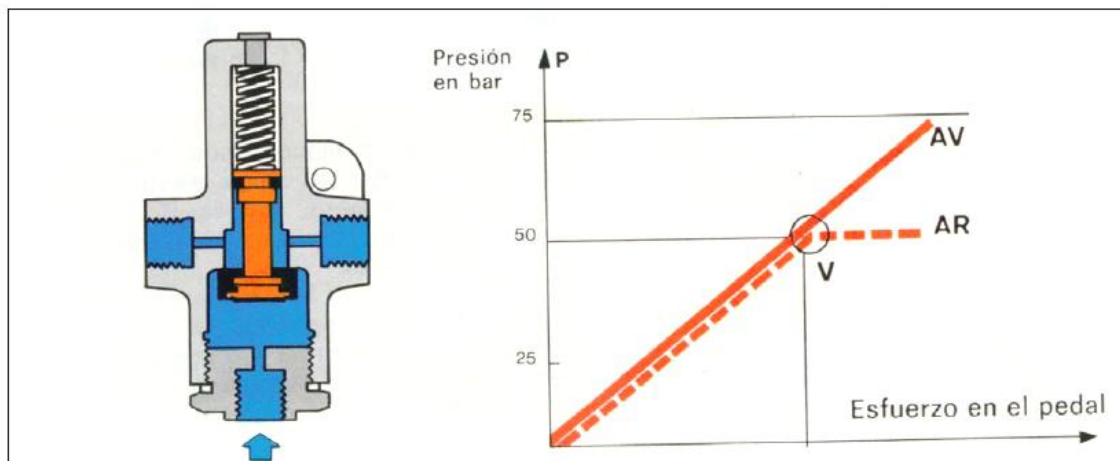


Figura 23. Corrector de frenada de simple efecto.

De esta manera se consigue limitar la fuerza de frenado aplicada a las ruedas traseras, tal como muestra el gráfico de la figura anterior. El repartidor se sitúa generalmente en la proximidad del eje trasero y fijado a la carrocería del vehículo.

b) Corrector de doble efecto

Como hemos visto, en el proceso de frenado se produce una transferencia de peso el cual depende de la velocidad del vehículo y de la intensidad de la frenada. No obstante, puede existir un importante desequilibrio entre dos casos dados, como son una fuerte frenada y una velocidad escasa. En el último supuesto, la adherencia de las ruedas

traseras tiene un buen nivel, resultando posible en cierta medida subir el valor de la presión aplicada a las ruedas traseras para aumentar la eficacia de frenado. Ello se consigue mediante la utilización de una válvula acoplada al circuito trasero de frenos como la representada en la figura 24.

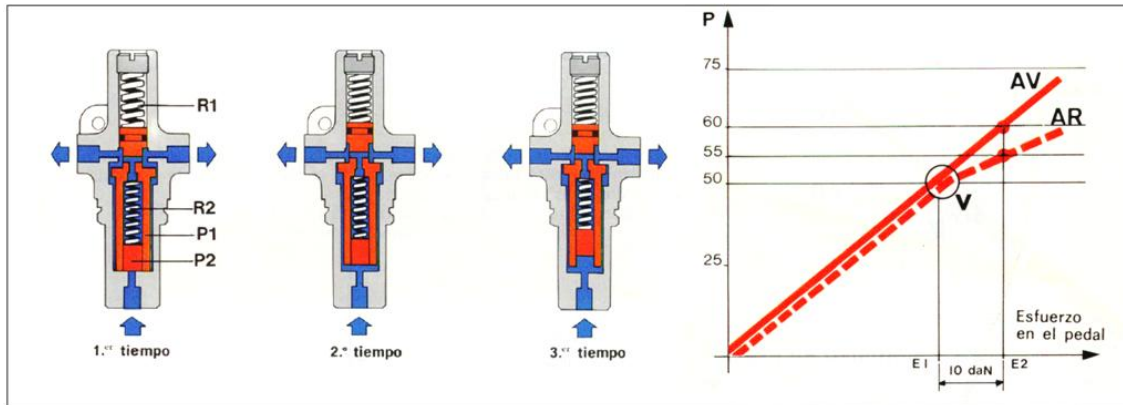


Figura 24. Repartidor de doble efecto.

Cuando la presión de envío de la bomba aplicada a la sección (C) supera el valor de tarado del muelle (R), el pistón primario (P) se desplaza hacia arriba, mientras que el secundario (Q) se mantiene en equilibrio, por un lado por la presión ejercida en su cara inferior y por otro por la fuerza del muelle (r) y la presión ejercida en su parte superior. En estas condiciones, el pistón primario hace tope y asiento en (N) cortando el circuito directo anteriormente establecido.

Si el conductor sigue ejerciendo fuerza sobre el pedal de freno, dado que el pistón primario ha cortado la comunicación con el circuito de frenos trasero, la presión aumenta solamente sobre la parte inferior del pistón (Q) y llegado al límite del valor de tarado del muelle (R), el pistón secundario se desplaza hacia arriba en el interior del primario (P) comprimiendo el muelle antagonista. En cuanto el pistón (Q) se despegue de su asiento en el fondo del pistón (P), se permite una fuga de presión por el interior de ambos, para salir a las ruedas traseras, aumentando un poco la fuerza de frenado.

Cuando cesa la acción del conductor sobre el pedal de freno, desaparece la presión en el circuito y ambos pistones, empujados por sus respectivos muelles, vuelven a su posición de reposo.

c) Limitador de tarado variable

Para cierto tipo de vehículos, la carga es un factor predominante en la eficacia del frenado, como ocurre en los de motor y tracción delanteros, cuyo eje trasero apenas soporta peso en vacío y, sin embargo, descansa sobre él, a vehículo cargado, más del 50% del peso total. En estos casos, las condiciones de frenado han variado fundamentalmente y resulta necesaria la utilización de un limitador capaz de variar la presión de corte para las ruedas traseras, en función del peso que sobre ellas descansa.

El funcionamiento resulta similar al del repartidor de simple efecto, con la salvedad de que la fuerza del muelle antagonista se hará variar en función de la carga.

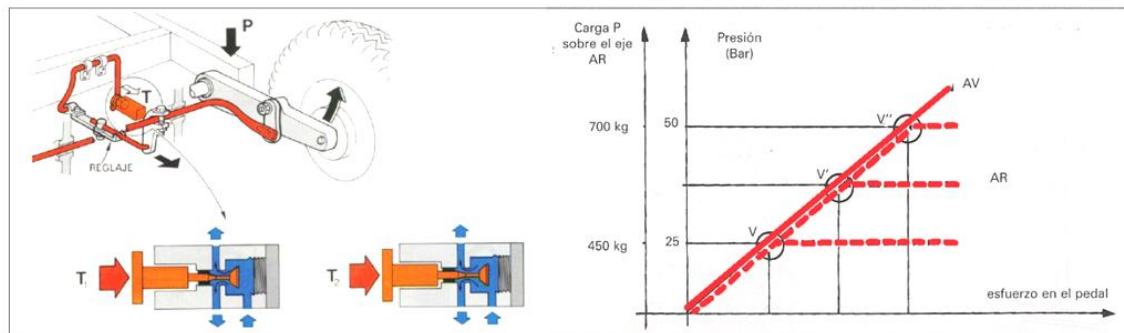


Figura 25. Limitador de tarado variable.

d) Compensador de frenada

Su funcionamiento es similar al corrector de doble efecto, con la variable de que aquí el muelle antagonista no tiene un tarado fijo, sino que su tensión depende del peso que carga sobre el eje trasero.

El compensador modula la presión aplicada al circuito trasero de frenos en función de la carga que actúa sobre este tren y de la presión del circuito delantero, pues a partir de un determinado valor de ésta la aplicada al circuito trasero está limitada a un valor proporcional al del circuito delantero.

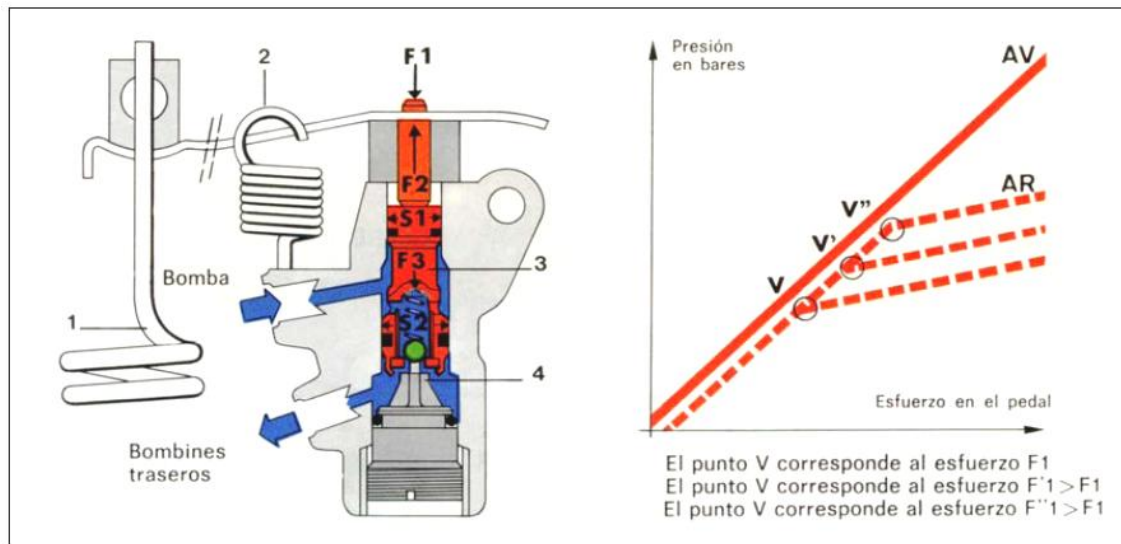


Figura 26. Compensador de frenado.

e) Compensador activado por inercia

En algunos vehículos, la presión aplicada a las ruedas traseras está gobernada por un compensador, cuya acción es función de la deceleración obtenida en el frenado. Este tipo de compensador se fija al chasis del vehículo en una posición bien determinada, y en las cercanías de la bomba de frenos.

El dispositivo lo constituye una válvula de bola posicionada con un cierto ángulo A con respecto a la horizontal.

A medida que se aplica mayor presión, la deceleración aumenta de tal manera que la bola se desplaza a la izquierda a pesar del ángulo de inclinación de su alojamiento, que determina la deceleración necesaria para que se produzca el desplazamiento. En ese instante queda cerrado el conducto F .

Éste es el llamado punto de conexión, a partir del cual queda limitada en principio la presión aplicada a los frenos traseros.

Si la presión enviada por la bomba continúa aumentando, su aplicación sobre la sección (H) del pistón determina un instante en que éste se desplaza a la izquierda, contra la acción de su muelle y la presión reinante en la cara posterior. Con este movimiento se obtiene la apertura del conducto (F) y la presión de envío de la bomba se aplica nuevamente a los frenos traseros, hasta que se produce otra vez el cierre,

desplazándolo nuevamente a la derecha. Esta secuencia se repite en función de la deceleración obtenida y la fuerza de frenado aplicada.

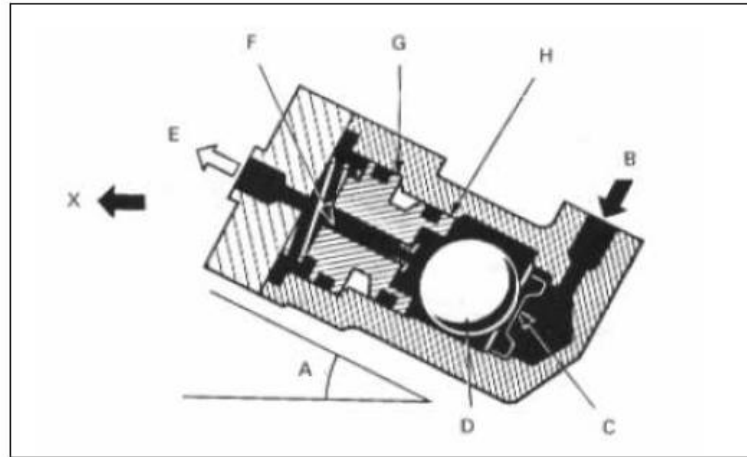


Figura 27. Compensador activado por inercia.

4.2.4 Pinza de freno

La pinza de freno (cáliper) es el elemento encargado de soportar las pastillas además de empujarlas contra el disco cuando se presuriza el sistema. Se trata de un elemento crítico en el sistema de frenos y está sometida a esfuerzos importantes durante el frenado tales como vibraciones, excesiva temperatura y otros elementos agresivos. Independientemente del tipo de pinza del que se trate, el funcionamiento del pistón o pistones de la misma funcionan de la misma manera. Al recibir la fuerza transmitida a través del líquido de frenos realizan un movimiento lineal desplazando las pastillas de freno, las cuales ejercen una fuerza de compresión contra el disco. Una vez cesada esta fuerza los pistones vuelven a su posición original ayudados por unas juntas de los que están dotados. Además, al desgastarse el material de las pastillas, los pistones se deslizan más a través de la junta al frenar, con lo que se compensa automáticamente el desgaste de las mismas [1][2][10].

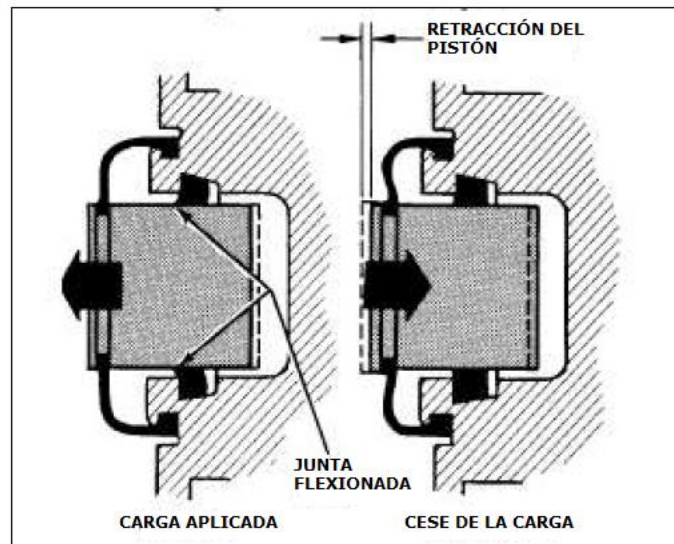


Figura 28. Funcionamiento del pistón de la pinza de freno.

Los distintos tipos de pinzas que podemos encontrar son los descritos a continuación.

a) Freno de pinza fija:

También llamada de doble acción, la mordaza va sujeta de forma que permanece fija en el frenado. La acción de frenado se realiza por medio de dos o cuatro pistones de doble acción, desplazables, que se ajustan a cada una de las caras del disco.

En este tipo de pinzas, cada pistón se encuentra en cada mitad de la mordaza. Durante el proceso de frenado, actúa una presión hidráulica sobre los dos pistones y cada pistón empuja la pastilla contra el disco. Los frenos de pinza fija son muy sólidos, por lo que se emplea en vehículos rápidos y pesados.

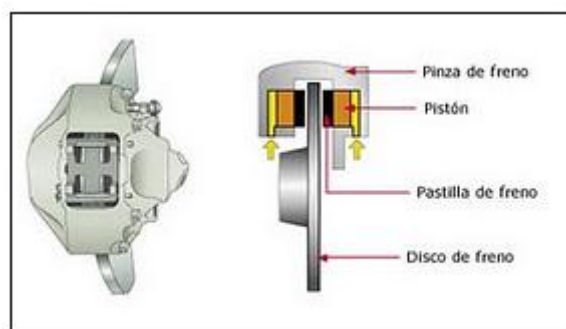


Figura 29. Freno de disco de pinza fija.

b) Freno de pinza oscilante:

En este tipo de freno la mordaza o pinza (1) se halla sujeta con un perno (2) que sirve de eje de giro. Al aplicar presión al líquido para accionar el pistón (3) se ejerce una presión igual y opuesta sobre el extremo cerrado del cilindro. Esto obliga a la mordaza a desplazarse en dirección opuesta a la del movimiento del pistón, ya que describe un pequeño giro alrededor del perno, con lo cual la mordaza empuja a la otra pastilla (4) contra el disco (5) quedando aprisionada entre las pastillas (4) y (6).

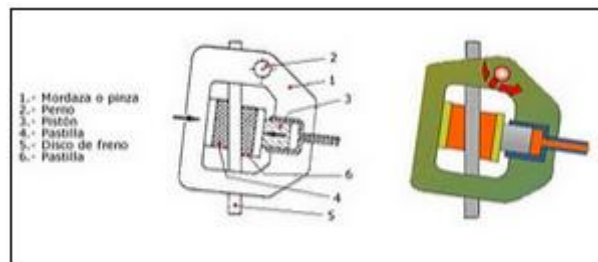


Figura 30. Freno de disco de pinza oscilante.

c) Freno de pinza flotante:

También llamado de reacción, el freno de disco de pinza flotante sólo utiliza un pistón, que cuando se acciona aprieta la pastilla de freno correspondiente contra el disco de freno. La fuerza con la que el pistón aprieta la pastilla contra el disco genera una fuerza opuesta o de reacción.

Esa fuerza opuesta desplaza la pinza de freno y tira de la otra pastilla contra el disco. El esfuerzo de frenado, por lo tanto, es igual a ambos lados. El ajuste de la separación de la pastilla con el disco después de completar el proceso de frenado se consigue de manera similar al de las pinzas fijas, por medio de la deformación controlada de la junta del pistón.

En este tipo de pinza, además de las comprobaciones rutinarias del pistón y sus elementos de estanqueidad, es muy importante verificar el buen deslizamiento de las guías de la pinza para garantizar el reparto igual de esfuerzos sobre las dos pastillas de freno de la misma.

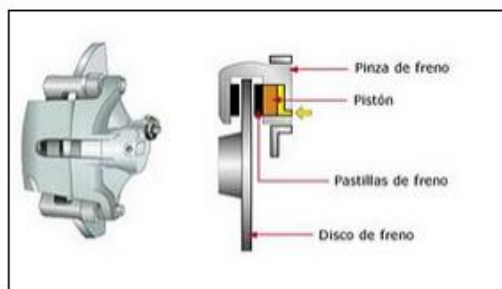


Figura 31. Freno de disco de pinza flotante.

4.2.5 Conductos y latiguillos

Los conductos y los latiguillos son los encargados de conducir el líquido de frenos soportando la presión interna del líquido, además deben resistir la agresión medioambiental y otros agentes agresivos del entorno.

Los conductos de freno normalmente son tubos de acero y muchas veces están recubiertos con polímero para resistir la corrosión. Cada extremo del conducto está carenado con carena individual o doble para que coincida con el componente en el que se coloca, y tiene montada una tuerca de tuberías macho o hembra según sea necesario.

Los tubos flexibles están contruidos en capas, de los que el revestimiento, ha de ser resistente al aceite mineral, y el extremo a partículas duras y daños producidos por piedras, agua, sal y demás contaminantes que puedan existir en la carretera. El producto que se utiliza es un polímero de mezcla de etileno propileno dieno (EPDM).

Se emplea tela de rayón de capas múltiples para las dos capas de refuerzo, que resisten la presión del tubo flexible. Los tubos flexibles de frenos están diseñados para funcionar a una presión de 100 bares. Su presión de rotura es unas 5 veces mayor.

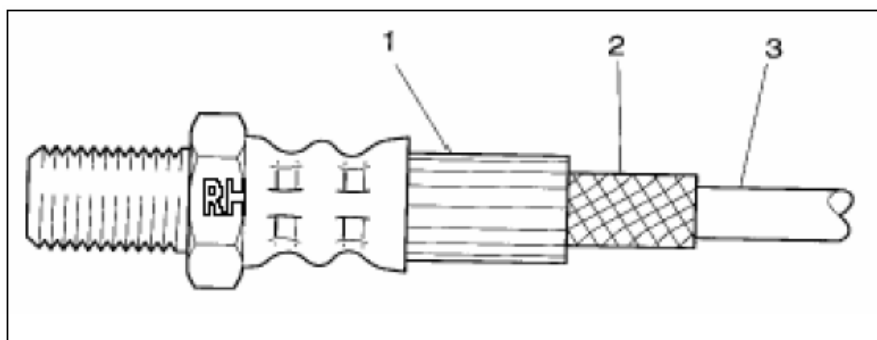


Figura 32. Latiguillo de freno.

La membrana interior del tubo flexible (3) ha de ser resistente al líquido de frenos. El material empleado es EPDM ya que es muy poco permeable. El material de la capa interior es de rayón (2) debido a que éste presenta unas cualidades muy buenas de resistencia a la presión interna. Algunos tubos flexibles tienen fundas de plástico o acero inoxidable (1) enrollados alrededor de los mismos para dar protección adicional contra el doblado del tubo en otros componentes (1).

4.2.6 Líquido de frenos

El líquido de frenos es un líquido hidráulico que hace posible la transmisión de la fuerza ejercida sobre el pedal de freno a los cilindros de freno en las ruedas. Se trata de un líquido sintético elaborado a base de glicóéteres y aditivos inhibidores seleccionados para proteger el sistema hidráulico de frenos, ya sean de disco o de tambor, contra la oxidación y la herrumbre [16][17].

Su función es la de transmitir de forma instantánea la presión de la bomba de freno hasta los cilindros de la rueda. Los líquidos, a diferencia que los gases, no pueden comprimirse, de acuerdo a la ley de Pascal la cual dice que *“ la presión ejercida en cualquier parte de un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables, se transmite por igual en todas las direcciones de todo el fluido.”*

El líquido de frenos también tiene la función de proteger partes y piezas del sistema de frenos de disco o tambor evitando resequedad en los empaques y mangueras que pudiera provocar fugas a lo largo del sistema. Por todo ello, las características fundamentales del líquido de frenos deben ser las siguientes:

- Es incompresible (como todos los fluidos)
- Su punto de ebullición mínimo debe ser superior a los 230°C. Así conseguirá permanecer en estado líquido, sin entrar en ebullición, cuando las solicitaciones de frenada sean muy exigentes.
- Debe tener baja viscosidad para desplazarse rápidamente por el circuito.
- Debe de ser lubricante para que los elementos móviles del sistema de freno con los que se encuentra en contacto no se agarroten.

- Debe ser estable químicamente, para no corroer los elementos del sistema de freno con los que se encuentran en contacto.

En la actualidad, la mayoría de los líquidos de freno cumplen con todos los requisitos que le son demandados, pero como contrapartida, y debido a la composición de elementos que tiene, posee una propiedad que obliga a que su sustitución sea necesaria cada 2 años o 70000 km. Se trata de la propiedad higroscópica, esto es, que tienen una gran capacidad de absorber agua.

Esto es realmente negativo aunque a priori pudiera parecer que no porque no tendría que modificar las propiedades del líquido, ya que es un fluido. Pero esto no ocurre así ya que el agua corroe los elementos del sistema de frenos con los que está en contacto. Aunque el problema principal del agua es otro. Esto es, cuando el líquido supera los 100°C el agua se evapora transformándose en vapor de agua, un gas, que sí que es compresible, con lo que el pedal irá al fondo al actuar sobre el mismo ya que la presión que ejerce el conductor servirá para comprimir el vapor de agua y no para actuar sobre las pastillas de freno. Además, la existencia de agua en el sistema hace disminuir el punto de ebullición del líquido.

En la actualidad, los líquidos de freno se denominan con la palabra DOT que es un acrónimo de departamento de transporte (en inglés). Ellos regulan la calidad de los líquidos vendidos. En la actualidad existen cuatro denominaciones DOT.

- DOT 3: es el líquido más barato y de menos desempeño producido. Está hecho a base de poliglicol sintético y es compatible con DOT 4 y 5.1.
- DOT 4: está hecho también de poliglicol sintético, su punto de ebullición es de 225°C y se emplea en sistemas de disco/tambor o disco/disco sin ABS. Es compatible con DOT 4 y 5.1.
- DOT 5: está hecho con base de silicona, su punto de ebullición es de 270°C. debe ser utilizado para vehículos de altas prestaciones y aquellos que vayan dotados de sistemas ABS. Es compatible con DOT 5 base de silicona y no daña superficies como los otros DOT.
- DOT 5.1: es el más delgado de todos y ofrece el menos cambio en la viscosidad de frío a caliente. Es compatible con DOT 3 y DOT 4.

4.2.7 Pastillas de freno

Las pastillas de freno son el elemento del sistema de frenado que, junto con el disco de freno, van a producir la fricción necesaria para la deceleración del vehículo.

1) Composición

Hace algunos años, las pastillas de freno eran fabricadas con cierta parte de amianto, una sustancia que, de ser inhalada, resulta ser bastante perjudicial para la salud de las personas. Sin embargo, actualmente, la obligatoriedad de eliminar el amianto ha supuesto un cambio importante dentro de las formulaciones. No obstante, los primeros materiales sin amianto que aparecieron en el mercado, eran de prestaciones y duración inferiores a los que sí presentaban amianto. Pero hoy en día, los materiales sin amianto han superado a éstos en todos los requisitos exigibles a un material de fricción [6].

En la actualidad, la mayoría de los fabricantes de fricción emplea en mayor o menor medida la base de los siguientes componentes:

- Las fibras: son los elementos encargados de aglutinar y ligar el resto de los elementos. Constituyen el “armazón” de las pastillas de freno. Existen dos tipos principales de fibras, sintéticas y minerales. Las más usuales son las fibras de vidrio, fibras de aramida, lana de roca....
- Las cargas minerales: son las encargadas de dar consistencia mecánica al conjunto (aportan resistencia a la abrasión, a la cortadura...) también a altas temperaturas. Las más usuales son la barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato...
- Componentes metálicos: se añaden en forma de polvo o viruta para conseguir homogeneizar el coeficiente de fricción así como la transferencia de calor de la pastilla a la mordaza. Los más usuales son el latón, el cobre o el bronce entre otros. Aunque debe seguirse la legislación ya que existen componentes nocivos para la salud.
- Lubricantes o modificadores de coeficiente: son los encargados de hacer variar el coeficiente de fricción, normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura de funcionamiento. Suelen ser empleados en forma de polvo (grafitos, coques, sulfuros...)

- **Materiales orgánicos:** son los encargados de aglomerar el resto de los materiales. Cuando alcanzan una determinada temperatura fluyen y ligan el resto de componentes hasta que se polimerizan. Las más importantes son las resinas fenólicas termoendurecibles.
- **Abrasivos:** cumplen principalmente la misión de incrementar el coeficiente de fricción y también renuevan y limpian la superficie del disco permitiendo la formación de una capa intermedia o también conocida como tercera capa.

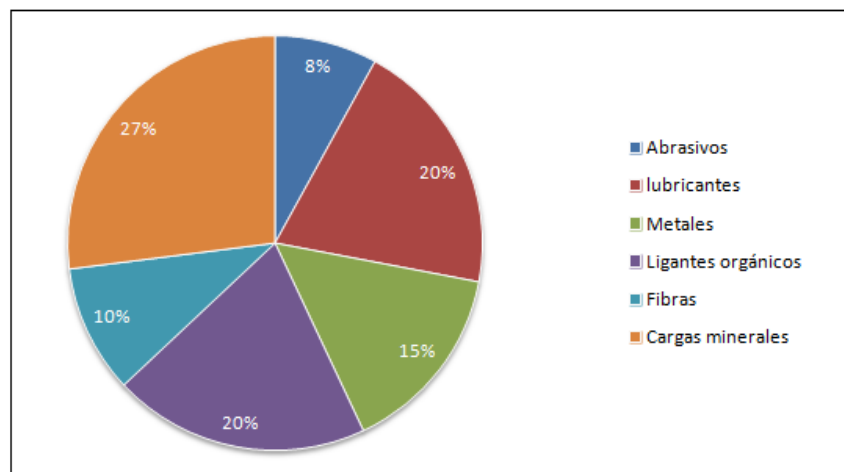


Figura 33. Composición pastilla de freno.

2) Características

Los requerimientos que debe cubrir el material de fricción son los que establece la propia aplicación del producto. Los más importantes son:

- Presentar un coeficiente de fricción adecuado y estable a cualquier rango de temperatura y presión.
- Mantener un equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste.
- Una cierta comprensibilidad, tanto en frío como en caliente, que haga que el material absorba vibraciones e irregularidades de la otra superficie con la que entra en contacto.
- Una buena resistencia al choque y al cizallamiento.

Para conseguir cubrir estas especificaciones, cada fabricante implementa sus propias formulaciones ensayándolas varias veces hasta conseguir los resultados que le aportan la calidad que busca [6].

3) Elementos de las pastillas de freno

- Underlayer: se trata de una capa de material cuya función es la de fijar el material de fricción en el soporte de la pastilla además de reducir la temperatura que llega a la pinza de freno o cáliper.

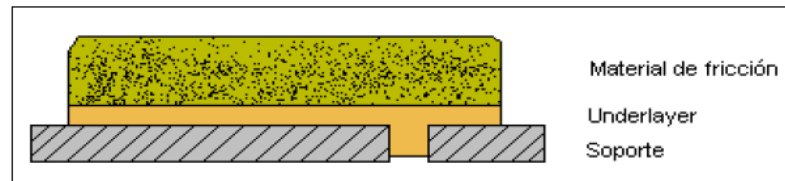


Figura 34. Pastilla de freno con underlayer.

- Soporte: es el elemento metálico que tiene la función de mantener el material de fricción en el porta pastillas de las pinzas. Su característica principal es que debe ser lo más plano posible para evitar que durante el proceso de prensado en caliente y posterior curado de las pastillas surjan fisuras entre el soporte y el material de fricción. Éstos suelen ser pintados con barniz de alta resistencia para prevenir la corrosión con el paso del tiempo.



Figura 35. Soporte de pastillas de freno.

- Antirruidos: son accesorios cuya función principal es la de absorber las vibraciones que se producen en el contacto entre la pastilla y el disco de freno, evitando la aparición de ruido. Existen de diferentes materiales pero cada aplicación lleva definida un tipo de lámina diferente dependiendo del tipo de vehículo en el cual va montada la pastilla. Estas láminas antirruidos permiten aumentar la compresibilidad de la pastilla de freno en frío con el consiguiente efecto positivo sobre los chirridos sin aumentar sensiblemente la

compresibilidad de la pastilla de freno en caliente que pudiera dar lugar a carreras de pedal excesivas.



Figura 36. Antirruido.

- Avisadores de desgaste: su función es la de alertar al usuario del vehículo que sus pastillas están al límite de su vida útil y deben ser sustituidas. Los hay de varios tipos como pueden ser sonoros o luminosos.

4.2.8 Conjunto pinza-pastilla de frenos

A continuación podemos ver el plano de despiece del conjunto pinza-pastilla en el cual se muestra cada una de las partes que lo componen y que iremos describiendo para un mejor entendimiento [16].

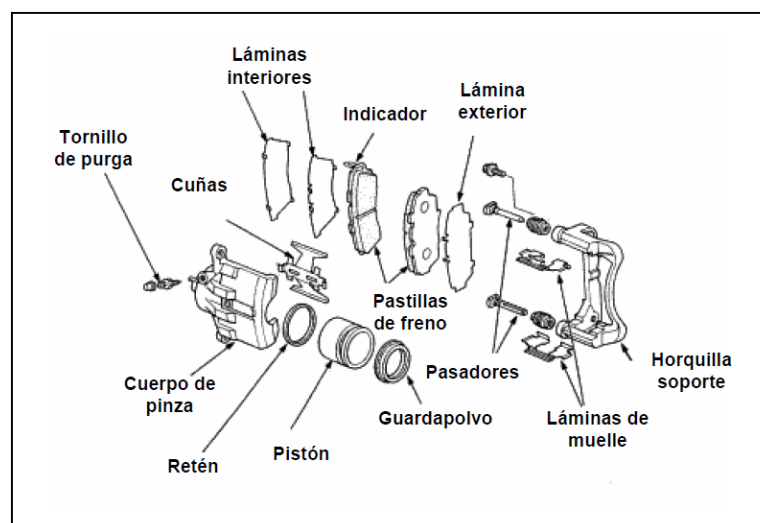


Figura 37. Plano de despiece del conjunto pinza flotante-pastillas.

1. Horquilla soporte: es el elemento que sirve de soporte para las pastillas de freno y por cuyo interior pasa el disco de freno. Se trata de un componente crítico y de seguridad debiendo cumplir elevadas exigencias técnicas y características mecánicas (mecanizado, alargamiento, resistencia a la tracción, deformación por torsión, estabilidad térmica, elasticidad y absorción de vibraciones).
2. Láminas de muelle: se trata de unos elementos hechos en forma de lámina para la sujeción elástica de las pastillas en su ubicación en la horquilla.
3. Cuerpo de la pinza: constituye el soporte del total del mecanismo. A él se unirán el émbolo y todas sus piezas además de la horquilla soporte con las pastillas de freno. Con todo ello podemos decir que da rigidez y soporta las pastillas.
4. Pistón: el pistón de la pinza de freno será el elemento encargado de empujar las pastillas de freno contra el disco. Es decir, se trata de la pieza principal del conjunto hidráulico en el mecanismo de la pinza.
5. Pastillas: estos elementos tienen como función friccionar contra el disco de freno disminuyendo, así, su régimen de giro.
6. Purgador: es un elemento que permite la apertura del sistema para permitir la salida del aire del circuito.
7. Guardapolvo: es un elemento flexible de goma cuya función es la de impedir que pasen impurezas al interior del cilindro que, en caso de que esto ocurriera, se podría producir la contaminación del circuito.
8. Retén: se trata simplemente de un elemento de estanqueidad, cuya función es la de impedir la salida del líquido al exterior en todo momento.

9. Cuñas: se trata de pequeñas piezas cuya misión es la de ejercer trabajos de soporte o cierre que existen en el mecanismo.

4.2.9 Parámetros que definen el material de fricción

Como podíamos sospechar, el parámetro básico que define cualquier material de fricción es su coeficiente de fricción (μ). Este coeficiente de fricción expresa la oposición al movimiento que ofrecen las superficies de dos cuerpos en contacto. Se trata de un parámetro adimensional y que se representa con la letra griega μ (mu).

La mayoría de las superficies, también las que se consideran pulidas, son extremadamente rugosas a escala microscópica. Cuando dos superficies son puestas en contacto, el movimiento de una respecto a la otra genera fuerzas tangenciales llamadas fuerzas de fricción, las cuales tienen sentido contrario a la fuerza aplicada. La naturaleza de este tipo de fuerza está ligada a las interacciones de partículas microscópicas de las dos superficies implicadas.

El valor del coeficiente de rozamiento es característico de cada par de materiales en contacto.

Pero ahora resulta lógico plantearse cómo se ensaya y determina el coeficiente de fricción. Pues bien, éste es ensayado en los dinamómetros de inercia, así como en la máquina de presión constante o dinamómetros Krauss. Una vez pasada esta fase se ensayan directamente en vehículos equipados para la adquisición de los datos que el ensayo produzca.

Un dinamómetro de inercia es un banco de ensayo completamente sensorizado, el cual se acopla el sistema de freno que se desee ensayar. Estas máquinas están comandadas por potentes sistemas informáticos que son capaces de medir cualquier parámetro durante el ensayo, esto es, temperatura del disco de freno, coeficiente de fricción, la presión del circuito, la velocidad de giro, la deceleración, etc.

Los dinamómetros de inercia son, en esencia, máquinas capaces de reproducir las fuerzas que se generan en un vehículo durante el proceso de frenado. Esto implica que consiguen simular fielmente las condiciones de trabajo del sistema de frenos, especialmente del material de fricción durante su vida en servicio.

Su fundamento es la conversión de la energía cinética del vehículo en energía cinética de rotación. Con lo cual, cuando se producen frenadas se transforma la misma energía cinética que llevaría el vehículo en energía calorífica, con lo que se reproducen las condiciones energéticas que el vehículo lleva asociadas.

$$\text{Energía cinética del vehículo: } E_c = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 \quad \text{Unidades [Kg]}\left[\frac{m}{s}\right]^2$$

$$\text{Energía cinética del dinamómetro: } E_c = \frac{1}{2} I \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot M \cdot R^2\right] \cdot \omega^2$$

Unidades [Kg]\$\left[\frac{m}{s}\right]^2\$

Donde:

M es la masa del vehículo en Kg

V es la velocidad del vehículo en m/s

I es el momento de inercia de las masas de inercia del dinamómetro (Kg.m²)

Ω es la velocidad angular del dinamómetro (1/s)

Al poder igualar las dos expresiones, podemos calcular la inercia necesaria en el dinamómetro para simular fielmente cualquier tipo de vehículo, así como cualquier tipo de situación en carretera.

Los dinamómetros de inercia están compuestos por un motor eléctrico que es el encargado de dar la velocidad necesaria a las inercias, la potencia del motor necesaria es la que determina la inercia que es capaz de mover. Las masas de inercia son discos de diferentes diámetros que determinan las características dimensionales del vehículo a ensayar, es decir, un vehículo con una determinada masa cuando se encuentra en movimiento lleva una energía que es la que hay que disipar al frenar, con lo cual, las masas de inercia son las que acumulan la misma energía que el vehículo que se desea simular. Las inercias están unidas al motor eléctrico mediante un eje. En el extremo de dicho eje se encuentra una brida donde va colocado el disco de freno. En el cabezal fijo se coloca la pinza que se desea ensayar, así como la bomba de freno y el sistema hidráulico que comanda la bomba.

Los ensayos que se pueden realizar en el dinamómetro son muy variados ya que el software que controla el banco puede ser programado de modo que se realice el ensayo que se desee. No obstante, existen una serie de ensayos que están reconocidos a escala internacional y que a las diferentes compañías les sirve como niveles estándar de ensayo [4].

Los ensayos se encuentran divididos en diferentes etapas, en las cuales se prueba el material de fricción, bajo diferentes condiciones de funcionamiento. Se puede considerar que un ensayo básico está compuesto por las siguientes etapas, en un programa estándar de pruebas:

- Etapas de asentamiento: la necesidad del asentamiento se hace patente en los ensayos que se realizan. El asentamiento se realiza a temperaturas inferiores a 100°C, la presión varía desde 15 a 45 bares y el rango de velocidades lo hace desde 100 a 30 Km/h. durante toda la etapa lo que se mide es el coeficiente de fricción para ver el comportamiento del material durante las primeras frenadas que suman un total de unas 100 frenadas.
- Etapas de sensibilidad a la presión: variando la presión del circuito se van comprobando a diferentes velocidades el coeficiente de fricción que el material es capaz de aportar. En una primera sub-etapa se realizan frenadas a 40 Km/h en un rango de presiones que va de 10 a 80 bares. En las siguientes sub-etapas la velocidad es de 80, 120, 160 y 180 Km/h manteniendo el rango de presiones así como el número de frenadas.
- Etapas de fading: esta etapa se suele repetir un par de veces durante el proceso para comprobar qué sucede con el coeficiente de fricción si se producen dos fading. El test de fading está compuesto de 20 frenadas en las cuales el requerimiento es alcanzar una deceleración media de 4 m/s^2 durante diferentes temperaturas que van desde los 100°C de la primera frenada hasta los 550°C de la última frenada.
- Etapas de sensibilidad a la presión a alta temperatura: es igual que la etapa de sensibilidad a la presión pero con una temperatura inicial de 500°C.
- Etapas de análisis de características: en estas etapas lo que se realiza es la medición del coeficiente de fricción en condiciones de frenada normal, es decir, a una presión de 30 bares, a una temperatura inicial de 100°C y en un intervalo de velocidad de 80 a 30 Km/h.

En cuanto al análisis de los resultados en el dinamómetro de inercia, podemos decir que lo ideal para un buen material de fricción sería que su coeficiente de fricción se mantuviese constante en $\mu = 0.4$ durante cualquier rango de utilización, ya sea de temperatura, presión o cualquier otro parámetro. Además debiera de desgastarse poco y no dañar la otra superficie con la que entra en contacto. Sin embargo, esto es una situación ideal que no se puede dar ya que el material de fricción está sujeto a muchos cambios [6].

El material de fricción no se caracteriza sólo por el coeficiente de fricción sino que además existen otras características intrínsecas al material. Dichas características deben mantenerse dentro de unos límites para que el material cumpla con su función primaria.

- Densidad: la densidad (ρ) del material de las pastillas es la masa del material de fricción dividido por el volumen que ocupa. Tenemos que decir que es un dato importante porque puede darnos una idea de cómo estamos prensando durante el proceso de fabricación y también de cómo pueden ser las expectativas de vida del mismo en servicio.
- Porosidad: entendemos este término como el volumen relativo de la proporción de cavidades en la totalidad del material. Incluye cualquier cavidad que presente el material. Para que la pastilla no sea rechazada, la proporción de cavidades debe ser menos al 5% de la superficie de la pastilla y no afectar a su perfil ya que una porosidad elevada puede provocar desgastes prematuros. No obstante, una porosidad reducida puede dar lugar a chirridos.
- Fuerza de cizalladura: se trata de la resistencia que presenta el material a ser separado del soporte cuando sobre él actúa una fuerza tangencial. Este valor es de los más importantes ya que las pastillas de freno, cuando se encuentran frenando, están sometidas tanto a esfuerzos normales contra el disco como a grandes esfuerzos tangenciales que son provocados por el disco al intentar arrastrar a las pastillas en el sentido de su giro.
- Compresibilidad: se refiere al cambio de espesor en las pastillas por aplicación de una fuerza normal a la superficie de las mismas. Este ensayo se realiza para dos condiciones diferentes.

- Conductividad térmica: la conductividad térmica de los materiales de fricción es la propiedad física por la cual tienen la capacidad de transmitir el calor hacia su interior. Para el caso de las pastillas de freno es muy importante que la conductividad térmica sea capaz de evacuar el calor hacia el exterior de la pastilla, pero se debe controlar ya que si ese calor pasase a través del soporte metálico, hasta la pinza, llegaría hasta el líquido de freno. Dicho calor puede provocar que el líquido entre en ebullición con las consecuentes pérdidas de eficacia en la frenada.

En conclusión, podemos decir que incluso los factores descritos anteriormente pueden resultar, en ocasiones, contradictorios por lo que el éxito de una pastilla de freno de calidad depende de cómo se valoren y ponderen los efectos de dichos factores para obtener el mejor producto según las expectativas del usuario.

4.2.10 El disco de freno

Los discos de freno son la superficie contra la que interactúan las pastillas para producir la deceleración del vehículo. El rozamiento entre las pastillas y los discos de freno, produce la transformación de energía cinética en energía calorífica, provocando la reducción de la velocidad del vehículo. Sin embargo, los discos de freno no sólo deben producir la transformación de energía sino que además deben conseguir que el calor producido sea transmitido a la atmósfera lo más rápido posible ya que si no, como hemos visto, las temperaturas a las que operaría el sistema serían demasiado elevadas pudiendo llegar al colapso del mismo [16].

El material del cual se fabrican los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos. Existen discos de materiales compuestos en matriz de carbono, usados en la alta competición, aunque debido al alto coste que tienen son inviables para los vehículos comunes. También se han desarrollado discos de freno en aluminio con una base de carburo de silicio, ya que por su menor peso los hacen muy atractivos, pero la mala disipación de calor que posee los hacen inviables, de momento, puesto que necesitan un sobredimensionamiento importante que hace que pierdan la ventaja que inicialmente los hacían atractivos: su reducido peso. Otro tipo de disco de freno que existe en la actualidad el disco de freno cerámico. La clave de estos frenos

son unos discos inspirados en el recubrimiento refractario de las naves espaciales y que prometen durar toda la vida del vehículo, además de ofrecer un mejor tacto del pedal y una mayor resistencia al fading. Sin embargo su elevado coste hace que este tipo de disco se encuentre sólo en modelos de coches de altas prestaciones.

No obstante, las características básicas de la fundición de los discos la podemos ver a continuación [16].

PROPIEDADES FÍSICAS	VALORES
Resistencia a la tracción	240 N/mm ²
dureza	170-250 HB

Tabla 4. Composición de un disco de freno.

La composición básica del material de los discos es una fundición gris nodular de grafito laminar, que contiene entre un 92% y un 93% de hierro. Además del hierro, otros componentes básicos tales como el silicio, manganeso, carbono y otros que confieren las propiedades específicas del elemento. La adición de carbono redunda en las siguientes mejoras:

- Óptima conductividad térmica.
- Minimiza la posibilidad de vibraciones.
- Reducción de ruidos debido a un mayor coeficiente de amortiguación.
- Mayor resistencia a la deformación.
- Mayor resistencia a la aparición de micro fisuras por recalentamiento.
- Mayor seguridad de frenado y mejor desempeño de todo el sistema de freno.

1) Geometría

En los discos de freno, podemos decir que la geometría se trata de una superficie circular perfectamente plana. Sin embargo, el problema que ha acechado siempre a los mismos, la disipación del calor, ha hecho que a lo largo de su historia se hayan ido aportando distintas soluciones para disminuir el problema. Pero antes describiremos su arquitectura.

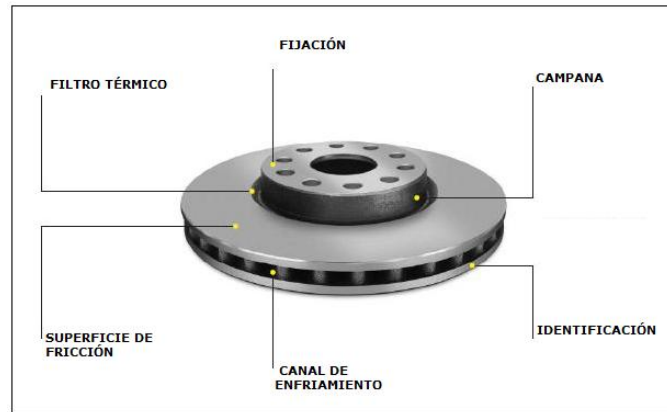


Figura 38. Estructura de un disco de freno.

- Superficie de fricción: también llamado pista, es la superficie en la cual tiene lugar la acción de fricción entre las pastillas y el disco. Está dimensionada de forma que su potencia de disipación se acerque al valor de 250 W/cm^2 , pero dicho valor puede variar dependiendo de la geometría del disco, ya que si este es ventilado, el valor de la potencia de disipación puede alcanzar un valor de 750 W/cm^2 . Por encima de dichos valores, pueden aparecer defectos en el disco, tales como deformaciones geométricas, grietas, depósitos de material de fricción u otros que pudieran dañar el disco de forma irreversible.
- Fijación: esta zona está situada en la parte central del disco. Existe un taladro donde se halla el buje, así como por la parte trasera un chaflán que debe apoyarse perfectamente en la mangueta para que el ajuste del disco sea perfecto. Alrededor del taladro donde se aloja el buje, la fijación tiene un cierto número de taladros que permiten el paso de los pernos de anclaje de la rueda, en la mayoría de los discos, la fijación del disco se garantiza por unos taladros de menos diámetro que fijan el disco.
- Campana: es el cilindro que une la banda con el plano de fijación. En algunos casos se aprovecha el interior de la campana para montar un pequeño sistema de freno de tambor de accionamiento mecánico, con la finalidad de que sirva como freno de estacionamiento.
- Filtro térmico: se trata de un canal mecanizado que separa la pista de la fijación para reducir el calor que pasa de la pista hacia la campana. Con este tipo de canales se evita el excesivo calentamiento de la llanta y por consiguiente del neumático.

- Canal de enfriamiento: se trata de una zona aleteada para mejorar la evacuación de calor del disco, evitando así un sobrecalentamiento del disco. Esta parte se encuentra en los discos ventilados.

Como ya hemos visto, el principio de funcionamiento de los freno se basa en que la energía cinética que lleva el vehículo debe disiparse en forma de calor. Este calor se acumula principalmente en los discos, pero lógicamente éstos no pueden almacenarlo infinitamente, sino que debe ser disipado a la atmósfera de una forma eficiente. La forma más sencilla es realizar una circulación de aire que, en contacto con el disco, se caliente y mantenga la temperatura de disco en valores razonables a efectos de su integridad mecánica.

Los discos deben desempeñar dos funciones principales: mover el aire a su alrededor como lo haría un ventilador, y transmitir su energía a la atmósfera como lo hace un radiador.

Para cumplir la primera de las funciones citadas, la propia geometría del disco hace que sea posible la circulación de aire desde la campana hacia el exterior de la pista. Además la velocidad de dicho aire es mayor cuanto mayor sea la temperatura que va adquiriendo. Este proceso se da en los discos macizos, que cumple con su función cuando la energía que ha de disiparse es reducida o media. Cuando la energía térmica aumenta, las superficies de un disco macizo ya no son suficientes. Cabría la posibilidad de aumentar su geometría, pero ésta está condicionada al tamaño de las ruedas con lo cual la mejor opción que se puede adoptar es el disco ventilado el cual permite una mayor disipación térmica en el mismo espacio.

Se trata del canal de enfriamiento que mencionamos anteriormente. El disco ventilado es la composición de dos pistas separadas por aletas en su interior. Estas aletas garantizan la cohesión del disco permitiendo el paso de aire por su interior. Gracias a estas aletas, el enfriamiento del disco no solo se produce en la superficie exterior de disco sino que además se produce su enfriamiento por el interior. Este intercambio de energía depende en gran medida de la forma y orientación de las aletas, ya que en algunos casos las aletas se oponen al movimiento del aire en su interior con lo cual su utilidad resultaría negativa. Por ello debe existir un compromiso entre la eficacia y la orientación. Generalmente son radiales y por lo tanto la colocación de los discos en la

rueda izquierda o derecha no afecta a las propiedades de ventilación. Sin embargo, existe alguna aplicación en el mercado en la cual las aletas están orientadas de tal forma que obligan a que esos discos sean montados en una rueda o en otro, ya que no sería eficaz su ventilación si se intercambiara de ubicación.

Hemos de mencionar que una de las mejoras más significativas encaminada a la reducción de la temperatura que alcanza la campana del disco, se consigue mediante una ranura en forma de canal en la zona situada entre la campana y la superficie de fricción del disco, lo que hemos denominado ya antes filtro térmico. Con él, la sección del paso de calor se reduce y el gradiente térmico aumenta, es decir, la diferencia de temperatura entre un lado del canal y el otro se hace mayor, lo que hace que la temperatura de la campana sea menor, consiguiendo que no sufra en exceso la carcasa del neumático. Además, también se consigue una reducción en la deformación del disco al reducirse la temperatura de la campana y sus consiguientes tensiones térmicas.

En los discos ventilados, la fabricación de un espesor diferente entre las bandas reduce la deformación del mismo. Esto se consigue aumentando el espesor de la pista que va unido a la campana exclusivamente, ya que de aumentar el espesor de las dos pistas, el grueso total del disco aumentaría excesivamente implicando la necesaria reducción del material de fricción.

Resulta interesante saber que existen discos fabricados en dos piezas independientes, creados para la competición. Estos discos constan de una corona de hierro fundido a modo de pistas frenantes y un buje de aleación de aluminio. Las dos partes son solidarias gracias a unos casquillos de fijación. Durante la frenada el disco presenta dos partes diferenciadas: las bandas frenantes (parte caliente) y la campana (parte fría). Este tipo de disco soluciona los problemas de deformación, ya que las bandas frenantes pueden dilatarse sin provocar tensiones que creen grietas. Este tipo de disco permite la deformación radial de las pistas evitando las deformaciones permanentes y las tensiones. Además supone una reducción importante del peso del conjunto. Sin embargo, su elevado coste hace que normalmente solo se utilicen este tipo de disco en competición, pero debemos decir que son la solución más extendida en motocicletas.

Con todo ello podemos establecer una diferenciación entre los discos macizos y los ventilados.



Figura 39. Discos de freno macizo (izquierda) y ventilado (derecha).

2) Comportamiento mecánico

El estrés mecánico es la condición física que existe en cualquier material debido a la tensión o deformación por fuerzas externas y por lo tanto los discos de freno están sometidos a cierto estrés.

Cuando el vehículo está en marcha, podemos decir que el disco de freno está sometido a escaso estrés mecánico. Se ve sometido a un esfuerzo de tracción debido a la rotación del disco bajo el efecto centrífugo. Sin embargo, cuando se produce la frenada, el disco se ve sometido a nuevas sollicitaciones. Se trata de dos fuerzas: una fuerza de compresión y una de tracción.

La fuerza de compresión se produce por el apoyo de las pastillas de forma perpendicular a la superficie del disco la cual es, a su vez, producida por la presión del líquido de frenos sobre la superficie del pistón de la pinza. Esta fuerza aumenta con los valores máximos de la presión que crea un esfuerzo de valores muy reducidos para el material aunque sea en caliente. Sin embargo, en un disco ventilado esta fuerza se ejerce únicamente en la sección de las aletas lo que hace que se pueda duplicar o alcanzar valores mayores en ese punto. Pero esta fuerza también se aplica a la superficie situada entre las aletas con lo que puede flexionarlas, aunque esto sea normalmente reversible siempre que la flexión se encuentre dentro del límite elástico de la fundición del disco de freno.

La segunda fuerza, la de tracción, es el resultado de una fuerza frenante debida al roce de la pastilla contra la superficie del disco. Esto es, la parte situada en contacto con la pastilla es frenada, sufre una fuerza opuesta al movimiento rotatorio, mientras que la parte que no está en contacto con la pastilla se ve arrastrada hacia el sentido de la rotación del disco. A pesar de que se aplique todo el esfuerzo en el centro de empuje de la pastilla, se consiguen valores de esfuerzo de tracción del orden de 10-20Mpa que hay que comparar con la resistencia a la tracción de la fundición, que equivale a unos 200Mpa. Además, dado que dicho esfuerzo está repartido en toda la superficie de la pastilla, su valor será incluso menor y bastante alejado del límite de ruptura. No obstante hay que decir que este límite se ve reducido de forma acusada con el aumento de la temperatura.

Con todo ello podemos decir que se puede producir microfisuración después de largos periodos de funcionamiento, esto es, la fatiga y no porque los esfuerzos sean tan grandes como para superar el límite de rotura del disco.

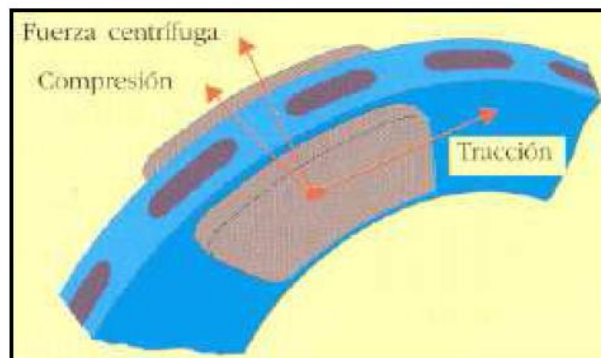


Figura 40. Fuerzas disco-pastilla.

3) Comportamiento térmico

Como hemos visto, los frenos absorben energía mecánica transformándola en energía calorífica. El hecho de que el intervalo de tiempo en el que se produce la frenada normalmente es muy pequeño unido a que la conductividad de los materiales de fricción es baja, ocasiona que la temperatura que se alcanza sea muy elevada.

Además, debido a la falta de conductividad de los forros de freno, el calentamiento sólo afecta a una pequeña porción de ellos. Es decir, no sólo se alcanzan temperaturas muy elevadas sino que aparece en zonas muy localizadas.

El frenado a velocidades altas provoca la formación de puntos calientes y, por tanto, cambios, a menudo irreversibles, en la estructura de los materiales empleados. En la práctica, del orden del 95% del calor generado por fricción se acumula en el disco.

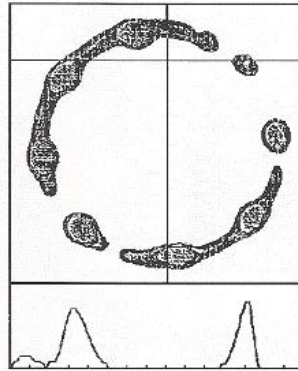


Figura 41. Distribución de temperatura del disco en frenada a alta velocidad.

Este gradiente de temperatura produce un aumento de tensiones mecánicas, además de las ya existentes debidas a la interacción puramente mecánica entre pastilla y disco de las que ya hemos hablado anteriormente. Este incremento de tensiones puede producir deformaciones, alterando la estabilidad dimensional.

Por tanto, resulta imprescindible conseguir una rápida disipación del calor generado.

En la siguiente figura se representa la evolución de la temperatura que aparece en las superficies de contacto durante el proceso de frenado. Este se verifica hasta un tiempo t_1 , a partir del cual la generación de calor se anula.

Si se produce una nueva frenada en el instante t_2 , antes de que la temperatura de los frenos coincida con la temperatura ambiente, el fenómeno descrito vuelve a producirse pero partiendo de una temperatura inicial T_2 . Después de un cierto número de frenadas idénticas y realizadas a intervalos constantes, se obtiene una curva con dientes de sierra. La temperatura tiende hacia un límite máximo, denominado *Temperatura de Saturación*, a la cual la generación de calor coincide con la disipación del mismo por parte del disco.

Si la temperatura de saturación permanece inferior a aquella en la que el coeficiente de rozamiento disminuye, los frenos no corren el riesgo de presentar el fenómeno de Fatiga o “Fading”.

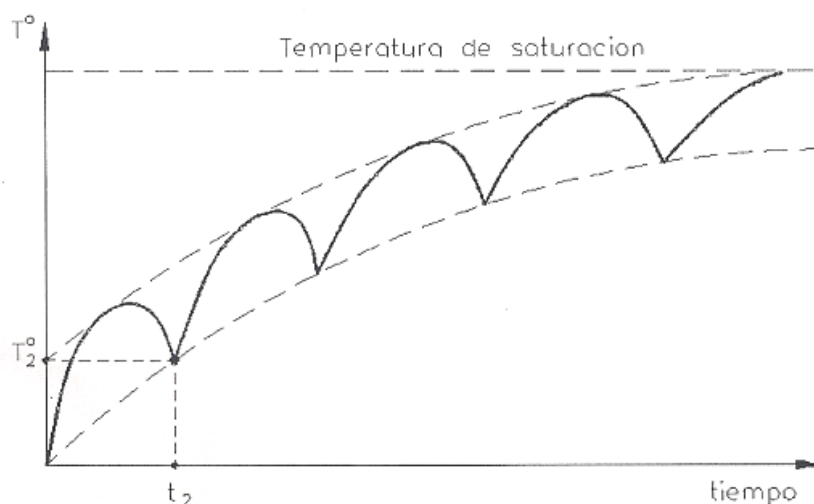


Figura 42. Evolución de la temperatura a lo largo del tiempo con continuas frenadas.

El diseño del freno debe ser tal que la temperatura de saturación solo se alcance por un elevado número de frenadas, o por un frenado continuo de duración prolongada. Para obtener este resultado es necesario reducir el aumento de temperatura de las superficies de fricción durante la fase activa, utilizando materiales de alta conductividad térmica y aumentando la transferencia de calor entre el disco y el medio ambiente.

Por todo ello es necesario favorecer el enfriamiento del disco. En función de la cantidad de calor máxima que ha de eliminarse, se recurrirá a varios medios, los cuales hacen más compleja la forma del disco. Se puede aumentar la superficie del intercambio, como ocurre en los discos ventilados. También se puede incrementar el caudal de aire mejorando el rendimiento a través de la conformación de las aletas.

Podemos decir que un excesivo aumento de la temperatura de la pastilla provoca un deterioro del material y también un aumento de la temperatura del pistón, lo que nos lleva de nuevo al aumento de la temperatura del líquido de frenos con los resultados que hemos visto anteriormente.

No obstante, el excesivo aumento de la temperatura del disco también tiene consecuencias. Puede ocurrir una transformación de la fundición con azulado de la

superficie o una deformación permanente del disco empeorando, así, la eficacia de la frenada. Por conducción, el calor se traslada hacia la campana y en este caso la pista del disco se curva y se transforma en un cono, no encontrando la forma original al enfriarse. Por último, la campana está en contacto con la llanta lo que implica el recalentamiento del neumático.

Mediante programas de elementos finitos se puede observar, imponiendo las condiciones iniciales necesarias así como las sollicitaciones a las que está sometido, las zonas que más sufren este estrés térmico durante la frenada en el contacto disco-pastilla. Ello lo podemos ver en la siguiente figura en la que se estudia la temperatura alcanzada en un disco ventilado, partiendo de que se habían realizado ya un número de frenadas anteriormente a la mostrada [18].

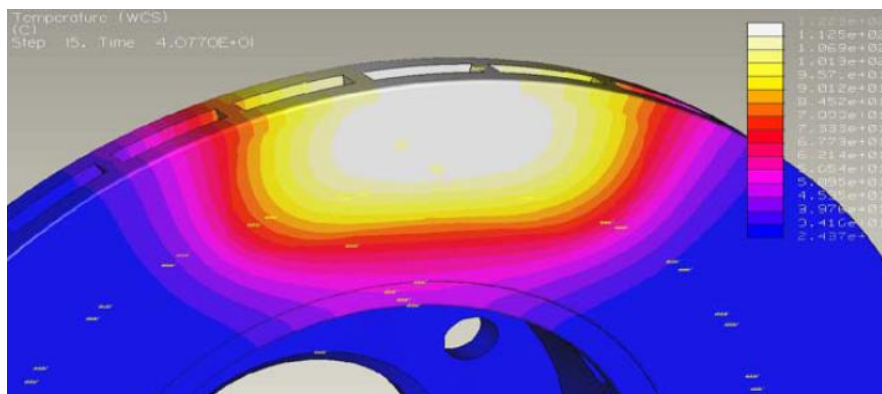


Figura 43. Distribución de temperaturas en un disco.

A través de de cálculos y mediciones, el análisis exacto de las formas y las sollicitaciones nos ha llevado a crear ciertas mejoras en este aspecto del disco de freno. Podemos destacar dos como son la reducción de la temperatura de la campana y la simplificación constructiva de las aletas.

La llanta se fija normalmente en el lado exterior de la campana. Si la temperatura de ésta es muy alta, también la de la llanta lo será y el neumático corre el riesgo de verse sometido a temperaturas excesivas para la goma. Además, el análisis de las dilataciones también indica la posibilidad de una deformación cónica de la pista. Por eso, hay que reducir, en lo posible, el caudal de calor hacia la campana y reducir la rigidez de la junta. Esto es posible realizando un mecanizado en forma de garganta (o canal) en la junta situada entre la campana y la banda frenante del disco. La sección del

paso de calor se reduce, el gradiente térmico aumenta y la temperatura de la campana disminuye. Además, se constata una neta reducción de la deformación del disco.

Otra solución para limitar el recalentamiento de la campana supone la realización de orificios en la misma. Estos orificios limitan la transmisión del calor de las bandas frenantes hacia la campana. Así, menos masa significa menos conducción y, por lo tanto, menos deformación del disco.

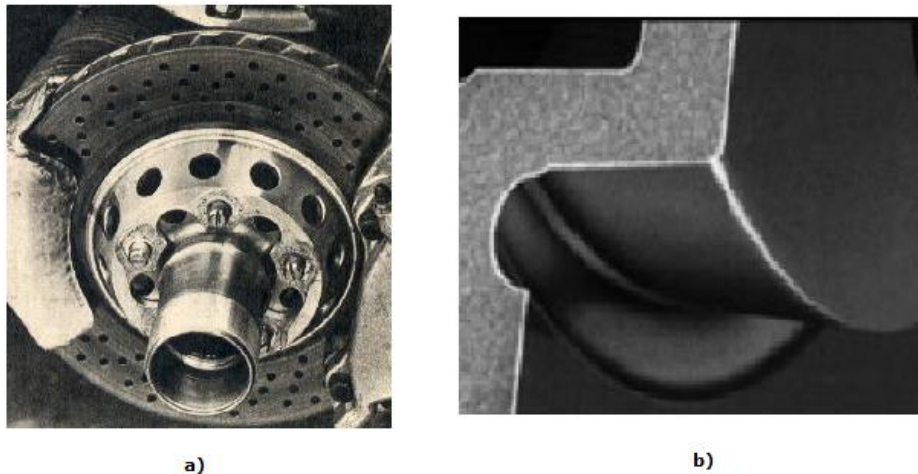


Figura 44. Orificios en la campana a), mecanizado (filtro térmico) b).

En cuanto a la otra mejora mencionada, el perfeccionamiento lo representa el uso de aletas creadas mediante una sucesión de espigas.

También existe el disco mixto, o flotante, que representa otra solución innovadora. Consta de una corona de hierro fundido que corresponde a las bandas frenantes, y por un buje de aleación de aluminio. Las dos partes son solidarias gracias a unos casquillos de fijación. Durante el funcionamiento, el disco presenta una parte caliente (las bandas frenantes) y una parte fría (la campana). Además, este tipo de disco permite una dilatación radial de las pistas frenantes, evitando las deformaciones permanentes y las tensiones. Esta tecnología también presenta otra ventaja en cuanto a peso y, a raíz del desgaste, da la posibilidad de sustituir solo una parte del disco.

4) Desgaste y agrietamiento

El desgaste y el agrietamiento de los discos de freno son dos problemas a los que nos tenemos que enfrentar frecuentemente. Se han realizado estudios muy complejos y profundos sobre ello y puede llegar a ser grave.

No obstante, tenemos que decir que el agrietado ocurre cuando la superficie de la fundición se somete a fuerzas y a intercambios de energía muy altos al frenar. Tratándose, por eso, prácticamente de un problema de dimensionamiento. Este deterioro es más raro en los coches cuyo sistema de frenos está dimensionado de forma correcta.

En primer lugar, podemos hacer referencia al deterioro del disco debido a un uso intensivo. En el disco se observa que el espesor es bastante inferior al espesor mínimo prescrito (4mm menos del total). Las grietas son evidentes y las manchas que deja el calor se pueden apreciar a la altura de las aletas de ventilación. Todo ello nos da una señal premonitoria de la formación de otras grietas. De todos modos, el agrietado en sí no pone en peligro la seguridad, pero puede ser una señal premonitoria de una rotura.

Las grietas también pueden ser producidas, debido a la sollicitación que presenta el disco cuando actúan sobre él las pastillas de freno, cuando esta sollicitación supera el límite elástico del material, por lo que cuando el disco se enfría se comienza un proceso de deformación con aparición de grietas.

Por otro lado, tenemos que tener en cuenta que los discos de frenos son elementos que cumplen su función mediante el rozamiento que soportan con las pastillas y, aunque están realizados de materiales muy resistentes, también sufren desgaste tanto más cuanto mayor sea el esfuerzo sollicitado y cuanto más duras sean las pastillas y como todo material fungible, tienen un límite en el cual dejan de funcionar convenientemente. De hecho, en el alma del disco, el fabricante suele indicar el grosor mínimo necesario para que el sistema funcione a la perfección, pudiendo asegurarse que por debajo de ese espesor de disco no habrá contacto contundente, sino esponjoso, y la efectividad de la frenada dejará de ser total.

4.3 DINÁMICA DE LA FRENADA

4.3.1 Principio fundamental: conversión de energía

Como ya hemos mencionado en varias ocasiones, el principio fundamental del sistema de frenos es la conversión de la energía cinética de un vehículo en movimiento en energía térmica, comúnmente llamada calor [2][3][5].

De las ecuaciones de la física sabemos que la energía cinética de un cuerpo en movimiento viene dada por la siguiente expresión:

$$\text{Energía cinética} = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot v_v^2$$

- Donde m_v es la masa del vehículo en movimiento.
- Donde v_v es la velocidad del vehículo en movimiento.

Consideramos que idealmente esta energía es absorbida completamente por el sistema de frenos y convertida íntegramente en energía térmica de la siguiente manera:

$$\frac{1}{2} \cdot m_v \cdot v_v^2 \Rightarrow m_{\text{componentes}} \cdot C_p \cdot \Delta T_{\text{componentes}}$$

- Donde $m_{\text{componentes}}$ es la masa de los componentes del sistema de frenos que absorben la energía.
- Donde C_p es el calor específico de los componentes del sistema de frenos que absorben la energía (es una constante que depende de las propiedades del material).
- Donde ΔT es el incremento de temperatura experimentado por los componentes del sistema.

Llegado este punto es conveniente recordar que los discos de freno son los principales elementos que absorben energía, sobre todo en situaciones de frenadas aisladas y temporales.

Analizando estas expresiones podemos observar como el incremento de temperatura es directamente proporcional a la masa del vehículo en movimiento. Además de que el incremento de temperatura también es proporcional al cuadrado de la

velocidad del vehículo. Sencillamente eso nos viene a decir que a doble velocidad, teóricamente le corresponde el cuádruple de incremento en la temperatura, por lo que para pequeños incrementos de velocidad se pueden producir grandes efectos en la temperatura de los frenos.

Viendo el problema desde un punto práctico y no teórico, la resistencia a la rodadura, la resistencia aerodinámica, la aceleración de la gravedad y las pérdidas mecánicas juegan también un papel importante en la absorción de energía, pero para establecer estas relaciones fundamentales debemos limitar nuestro estudio despreciando estos efectos.

4.3.2 Introducción e hipótesis de cálculo

El siguiente esquema nos muestra el diagrama del sólido libre (el vehículo), mostrando las fuerzas que actúan sobre él. Para llevar a cabo los siguientes cálculos, realizamos las siguientes hipótesis:

- 1) El vehículo sigue un movimiento rectilíneo.
- 2) El vehículo se considera un sólido rígido.

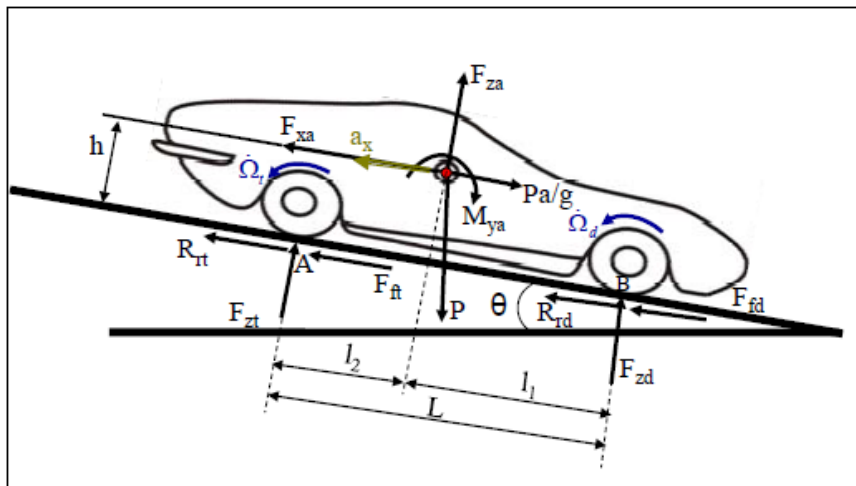


Figura 45. Diagrama del sólido libre.

Donde:

- F_{xa} y F_{za} son la fuerza aerodinámica en el eje x y en el eje z respectivamente.
- M_{ya} es el momento debido a las fuerzas aerodinámicas producido en el eje y.

- $Pa/g = m \cdot a$ es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.
- Ω_t y Ω_d son la deceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.
- P es el peso del vehículo.
- R_{rt} y R_{rd} son la resistencia a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- F_{ft} y F_{fd} son la fuerza de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- F_{zt} y F_{zd} son las reacciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.
- θ es la pendiente del terreno.
- h es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- a_x es la deceleración del vehículo.

Para determinar la frenada hay que tener en cuenta dos caminos básicos que son:

- 1) El diseño del sistema de frenos.
- 2) La adherencia existente entre neumático y calzada.

4.3.3 Fuerzas de frenado

Asumiendo que existe una adecuada tracción (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure una correcta frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al esfuerzo de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor será función de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada será:

$$Fuerza\ de\ frenado = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático}}$$

Donde:

- $F_{frenado}$ es la reacción entre el neumático y la calzada (asumiendo que existe suficiente fricción para soportar la fuerza).
- $R_{neumático}$ es el radio efectivo del neumático (brazo del momento).

Tenemos que aclarar que hasta ahora nuestro análisis ha consistido en el estudio de un único conjunto de frenos instalado sobre una rueda. Sin embargo, en los vehículos actuales se dispone de un sistema de frenado para cada una de las ruedas del mismo, por lo que realmente debemos considerar cuatro fuerzas de reacción (fuerzas de frenado) sobre la calzada. Por todo ello, la fuerza total de frenado será la suma de las fuerzas en cada una de las ruedas:

$$F_{total\ de\ frenado} = \sum F_{frenado\ DI,DD,TI,TD}$$

4.3.4 Deceleración de un vehículo en movimiento

Aplicando la ley fundamental de la dinámica, segunda ley de Newton, si una fuerza es ejercida sobre un cuerpo éste experimenta una aceleración. Sin embargo si esta aceleración se opone a la dirección del movimiento la denominaremos deceleración. Particularizando en un vehículo que experimenta un fuerza de frenada, la deceleración responde a la siguiente ecuación:

$$a_x = \frac{F_{total\ de\ frenado}}{m_v}$$

Donde:

- a_x es la deceleración del vehículo (a partir de ahora la llamaremos a_v por ser más intuitivo).

4.3.5 Cinética de un vehículo en deceleración

A partir de la expresión anterior de la deceleración del vehículo podemos calcular el resto de factores para determinar la cinética del mismo. Esto es, si integramos la expresión anterior respecto del tiempo obtendremos la velocidad del mismo e integrando nuevamente dicha expresión podemos determinar su posición. Si aplicamos lo dicho al caso del vehículo que experimenta una deceleración lineal obtenemos la expresión de la distancia de frenada de la que ya habíamos hablado anteriormente y que conviene recordar:

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 \cdot a_v}$$

Donde:

- D_f es la distancia de frenada.
- v_v es la velocidad del vehículo.
- a_v es la deceleración del vehículo.

4.3.6 Parámetros relativos a la distribución de pesos estáticos del vehículo

En estático, bajo condiciones de aceleración nula, un vehículo posee una distribución de pesos constante distribuidos como un porcentaje establecido del total soportado por las 4 ruedas. Así, en vista lateral del vehículo, la suma del peso que soportan las ruedas delanteras izquierda y derecha corresponde al peso soportado por el eje delantero, y de la misma manera, ruedas traseras izquierda y derecha, será el peso soportado por el eje trasero. Conociendo estos valores, en seguida podemos determinar la distribución de pesos del vehículo para esta situación.

$$\text{Distribución de peso en el eje delantero} = \frac{P_d}{P} \cdot 100$$

$$\text{Distribución de peso en el eje trasero} = \frac{P_t}{P} \cdot 100$$

Donde:

- P_d es la fuerza vertical en el eje delantero (peso soportado por el eje delantero).
- P_t es la fuerza vertical en el eje trasero (peso soportado por el eje trasero).
- P es la fuerza vertical total del vehículo (peso del vehículo).

Sabiendo la distribución de pesos estática, podemos calcular la posición horizontal del centro de gravedad, ya que ésta es simplemente función de la geometría del vehículo.

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} \cdot L$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} \cdot L$$

Donde:

- $CG_{d,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje delantero.
- $CG_{t,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje trasero.
- L es la distancia entre ejes (batalla).

Evidentemente se tiene que cumplir lo siguiente:

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = L$$

4.3.7 Efectos dinámicos sobre el vehículo debido a la deceleración

Cuando un vehículo experimenta una deceleración, la fuerza efectiva neta o peso ejercido en cada rueda cambiará.

Mientras que el peso total se mantiene constante, la fuerza ejercida sobre el eje delantero experimentará un aumento mientras que la ejercida sobre el eje trasero descenderá en la misma medida. Esto se produce por el movimiento de cabeceo del que ya hablábamos anteriormente.

Esta transferencia de peso del eje trasero al delantero depende de la geometría del vehículo y responde a la siguiente relación:

$$TP = \left(\frac{a_v}{g}\right) \cdot \left(\frac{h}{L}\right) \cdot P$$

Donde:

- TP es el peso absoluto transferido desde el eje trasero al delantero.
- g es la aceleración de la gravedad.
- h es la distancia del centro de gravedad en dirección perpendicular al suelo.

Por lo que para calcular la distribución real de fuerzas sobre los ejes delanteros y traseros durante la frenada se seguirán las siguientes expresiones:

$$P_{d,d} = P_d + TP$$

$$P_{t,d} = P_t - TP$$

Donde:

- $P_{d,d}$ es el peso en el eje delantero durante la deceleración.
- $P_{t,d}$ es el peso en el eje trasero durante la deceleración.

Como decíamos anteriormente, el peso total tiene que ser el mismo. Lo que comprobamos mediante:

$$P = P_{d,d} + P_{t,d}$$

4.3.8 Efectos producidos por la transferencia de pesos

Al experimentar el vehículo una transferencia de pesos, la capacidad de frenada de cada eje se ve alterada ya que ésta se calcula como el producto del coeficiente de fricción entre el neumático y la calzada y la normal. Bajo condiciones estáticas, la fuerza máxima de frenado que un eje es capaz de producir viene definido por:

$$F_{f,d} = \mu \cdot P_d$$

$$F_{f,t} = \mu \cdot P_t$$

Donde:

- $F_{f,d}$ es la fuerza de frenado en el eje delantero.
- $F_{f,t}$ es la fuerza de frenado en el eje trasero.
- μ es el coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.

Sin embargo, como resultado de la transferencia de peso durante el proceso de deceleración, la máxima fuerza de frenado que cada eje es capaz de producir se ve modificada de la siguiente manera:

$$F_{f,d} = \mu \cdot P_{d,d} = \mu \cdot (P_d + TP)$$

$$F_{f,t} = \mu \cdot P_{t,d} = \mu \cdot (P_t - TP)$$

De estas expresiones podemos deducir que la transferencia de pesos incrementa la capacidad de frenada del eje delantero y disminuye la del eje trasero.

Debemos aclarar que en este análisis asumimos un μ constante durante la deceleración.

Con todo ello definimos la fuerza total máxima de frenada que vendrá determinada por la suma de las fuerzas desarrolladas por el eje delantero y trasero del vehículo:

$$F_{max} = F_{f,d} + F_{f,t}$$

Relacionando esta expresión con el peso del vehículo a través del coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto tenemos:

$$F_{max} = (P_{d,d} + P_{t,d}) \cdot \mu = P \cdot \mu$$

Retomando la expresión de la segunda ley de Newton en la que obteníamos la deceleración del vehículo tenemos:

$$a_v = \frac{F_{max}}{m_v}$$

Sustituyendo en la expresión anterior:

$$F_{max} = P \cdot \mu = m_v \cdot a_v$$

$$\mu = \frac{m_v \cdot a_v}{P} = \frac{a_v}{g}$$

Con ello concluimos que la máxima deceleración esperada que puede obtenerse en el proceso de frenado del vehículo coincide con el coeficiente de fricción entre neumático y asfalto.

Por lo que el par de frenado de oposición al movimiento del vehículo se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos de la siguiente forma:

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = \mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d$$

$$N_t = F_{f,t} \cdot R_t = \mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t$$

Donde:

- R_d es el radio nominal del neumático delantero (brazo del momento).
- R_t es el radio nominal del neumático trasero (brazo del momento).

Tenemos que recalcar que deberíamos utilizar el radio efectivo pero dado que desconocemos los valores del deslizamiento y las características exactas del neumático que finalmente se instalará en el prototipo, realizar el cálculo con el radio nominal es una buena aproximación. Esto mismo se encuentra más detallado en el documento de cálculos.

Si observamos las expresiones, estas realmente salen de realizar el equilibrio de momentos en el punto A y B del diagrama del sólido libre. Retomando este diagrama y haciendo dicho equilibrio de momentos tenemos:

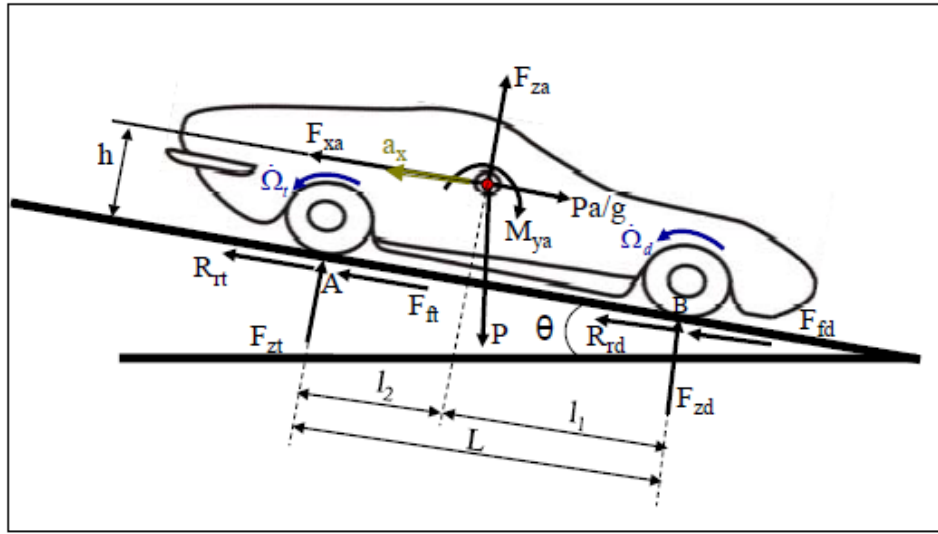


Figura 45. Diagrama de sólido libre.

$$\sum M_A = 0 \quad F_{zd} = \frac{P \cos \theta \cdot l_2 + \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta \right) \cdot h}{L}$$

$$\sum M_B = 0 \quad F_{zt} = \frac{P \cos \theta \cdot l_1 - \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta \right) \cdot h}{L}$$

Suponiendo que no hay pendiente (θ es cero) y despreciando la fuerza aerodinámica (F_{xa} es cero) la fuerza de frenado en cada eje será:

$$F_{f,d} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_2}{L} + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right]$$

$$F_{f,t} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_1}{L} - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right]$$

Como

$$P_d = \frac{P \cdot l_2}{L} \quad y \quad P_t = \frac{P \cdot l_1}{L}$$

El momento de frenado en cada eje nos queda:

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = \mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d$$

$$N_t = F_{f,t} \cdot R_t = \mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t$$

Observamos que coinciden con las expresiones calculadas anteriormente durante las explicaciones de la dinámica de la frenada.

4.3.9 Cálculo del balance óptimo de frenada

Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, o alcanzar una eficacia del 100%, el cociente entre las fuerzas de frenado delanteras y traseras deberá ser igual al cociente entre las fuerzas verticales delanteras y traseras. En condiciones estáticas esto implica que:

$$\frac{F_{fren,d}}{P_d} = \frac{F_{fren,t}}{P_t}$$

Pero debido a la transferencia de pesos producida durante la frenada tenemos:

$$\frac{F_{fren,d}}{P_{d,d}} = \frac{F_{fren,t}}{P_{t,d}}$$

Lo que queremos resaltar con esta ecuación es que el cociente de las fuerzas delanteras y traseras es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los componentes del sistema, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y traseras es una variable basada en la deceleración y geometría del vehículo. Esto implica que la relación solo puede ser optimizada para una determinada deceleración del vehículo y unas condiciones establecidas.

Capítulo 5

Sistema de frenos de un vehículo Formula SAE

5.1 INTRODUCCIÓN

Hasta ahora hemos ido viendo los componentes y el funcionamiento de un sistema de frenado en un vehículo convencional de tipo turismo. Esto nos ha servido para hacernos una idea general de su arquitectura y funcionamiento, pero este proyecto requiere ir un paso más allá y debemos estudiar la manera de adaptar un buen sistema de frenado a un tipo de coche diferente del convencional. Para ello es necesario conocer las características básicas de un prototipo de Formula SAE que nos lleve a comprender la importancia del sistema de frenado en el mismo así como las especificaciones requeridas para el mismo.

Debido a las características de este vehículo ya descritas en el capítulo 3 (velocidades punta elevadas, masa reducida...) podemos deducir que conducir un coche de esta tipología constituye una gran responsabilidad ya que se trata de coches nerviosos, de poco peso y gran aceleración, de manera que en las pruebas puedan llegar a alcanzarse fuerzas de hasta 2g.

Es por ello que debemos recalcar los potentes frenos de los que disponen estos prototipos así como las suspensiones de competición, además de arcos de seguridad delantero y trasero.

De esta manera podemos concluir que las exigencias de la frenada para este tipo de vehículos son muy considerables y aunque es cierto que su masa no es comparable con la de un vehículo convencional, hay que tener en cuenta que sus aceleraciones y velocidades puntas sí que lo son.

5.2 PRUEBAS DE LA COMPETICIÓN

La competición de Formula SAE está compuesta por 4 pruebas dinámicas y 3 estáticas puntuables, además de 4 de seguridad no puntuables que son requisito fundamental para poder llevar a cabo las pruebas dinámicas [15]. Estas pruebas son las siguientes:

a) Pruebas de seguridad

Es la primera prueba que se realiza en la competición, y consiste en una evaluación exhaustiva del vehículo por parte de los jueces. El vehículo debe estar en perfecto estado y cumplir absolutamente con todos los requisitos de seguridad impuestos por SAE. Es indispensable su aprobación para poder realizar las otras pruebas, incluyendo las restantes de seguridad.

- 1) Prueba de ruido: el vehículo no debe sobrepasar los 110 dB a 10.000 rpm, colocando un sonómetro a 1 metro de distancia y en un ángulo de 45 grados.
- 2) Prueba de inclinación: el vehículo se coloca en una plataforma y se somete a una inclinación de 45 grados. Éste debe permanecer encendido sin derramar ningún fluido ni levantar ninguna rueda. Luego se inclina a 60 grados para simular las aceleraciones pico sufridas en las curvas.
- 3) Prueba de frenado: el vehículo debe ser capaz de bloquear las 4 ruedas sin salirse del tramo recto después de acelerar en una pista de 25 m.

b) Pruebas estáticas

- 1) Presentación y ventas: esta prueba consiste en exponer a los jueces un plan de mercado, ventas y negocios para poder producir el prototipo en forma masiva.
- 2) Prueba de costos: esta prueba exige la entrega anticipada de un informe que reporta la descripción y el valor de cada pieza empleada en el vehículo en pase a los valores estándar dados por la competición. Este informe se defiende ante los jueces y se presenta a discusión.
- 3) Prueba de diseño: es la prueba más prestigiosa de todas, puesto que aquí se evalúa el diseño completo desde el punto de vista ingenieril. Se defienden las decisiones tomadas a lo largo de las distintas fases de diseño y construcción del vehículo, así como el acabado final del mismo.

c) Pruebas dinámicas

- 1) Prueba de aceleración: se mide el tiempo de aceleración del vehículo en una recta de 75 m.
- 2) Prueba Skid-Pad: se evalúa la capacidad del vehículo para soportar aceleraciones laterales en un circuito en forma de “8”. Aquí se pone a prueba el desempeño del sistema de suspensión.
- 3) Prueba de Autocross: consiste en un circuito corto de aproximadamente 1 Km de longitud. En esta oportunidad hay un solo vehículo en pista, se evalúa el desempeño general del vehículo y los resultados definen la posición de salida para la próxima prueba a evaluar, la prueba de resistencia. Se evalúan la maniobrabilidad y manejabilidad del coche en una pista estrecha. Esta pista combinará la realización de pruebas de aceleración, frenada y giro en una sola prueba.
- 4) Prueba de resistencia: es la prueba de más peso en toda la competición (representa casi el 40% de los puntos). Se evalúa sobre un circuito de 1 Km de longitud en el que se realizan 22 vueltas, realizando un cambio de piloto en la vuelta número 11. Esta es la prueba más difícil de superar ya que el vehículo no puede desprender ninguna pieza ni derramar ningún fluido, lo que implicaría la descalificación inmediata del vehículo en dicha evaluación.

Como podemos observar, ninguna prueba dentro de la competición va destinada a puntuar específicamente la eficacia del sistema de frenos, sin embargo, su evaluación forma parte de una inspección técnica global del vehículo en la que se comprobará el cumplimiento de la normativa impuesta por la organización, y de una valoración desde el punto de vista de análisis de costes, pero cierto es que el sistema de frenos juega un papel muy importante en el resto de las pruebas.

5.3 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Atendiendo a las pruebas descritas anteriormente, los equipos plantean en su diseño del vehículo, sistemas de frenado que estén orientados hacia la fiabilidad, eficiencia y seguridad durante su funcionamiento. Estos factores son de gran importancia ya que ayudan a transmitir al conductor confianza y control, que son valores importantísimos para el éxito en cualquier prueba deportiva.

Por todo ello, los distintos equipos de Formula SAE instalan en su prototipo sistemas de freno de características similares y siempre basándose en la normativa impuesta en este sentido por la competición. Como ya citamos anteriormente en la normativa de la competición, ésta obliga a la realización de un sistema de freno que actúe en las cuatro ruedas y esté dirigido por un único mecanismo de control, además debe estar dotado de dos circuitos hidráulicos independientes de tal manera que si se produjera una avería en cualquier punto del sistema la frenada estaría asegurada en al menos dos de las cuatro ruedas además de que cada circuito deba tener su propio sistema de almacenamiento de fluido. Además, se prohíben los sistemas de “freno por cable” y la utilización de un único freno que actúe sobre un diferencial autoblocante está permitido. Por otro lado, no se permite la utilización de conductos del sistema hidráulico de material plástico o sin blindaje de protección.

A partir de ello, los equipos desarrollan sus propios sistemas de freno, resultando muy interesante ver cómo los estudiantes desarrollan el ingenio y sus conocimientos realizando diseños muy competentes. Debido a ello ha surgido un premio paralelo a la competición que no resulta puntuable pero sí dotado de interesantes premios económicos, donde se valoran aspectos como la innovación, el uso de nuevas tecnologías, etc.

Analizando las soluciones que adopta cada uno de los equipos participantes en la competición de Formula SAE o Student, en su vertiente europea, se puede comprobar que todos comparten los mismos rasgos en cuanto a componentes y funcionamiento se trata, salvo determinadas variantes que iremos identificando a continuación.

En todos los casos son únicamente empleados discos de frenos como elementos frenantes para este tipo de vehículos. Ya que éstos poseen una mejor capacidad de refrigeración, así como una frenada progresiva, gran estabilidad, además de favorecer la dilatación del disco a la frenada y ser fáciles de instalar las pastillas, frente a los frenos de tambor, además de su perfecta adaptación y prestaciones.

En todos los casos, como es lógico, cada equipo monta en sus vehículos un único disco de freno independiente que actúe en cada una de las ruedas delanteras direccionales. Sin embargo, en cuanto al eje trasero se refiere, ya empiezan a surgir variaciones las cuales están divididas en varios caminos. Por un lado podemos optar por poner un sistema como en el eje delantero (montando un disco para cada rueda trasera del vehículo) y por otro lado, tenemos la opción de instalar un único disco como elemento frenante acoplado a la carcasa del diferencial autoblocante. Por ello nos surge la duda de cuál sería la solución más conveniente a instalar en el prototipo.

Debido a este abanico de posibilidades, se nos plantean una serie de dudas que debemos discutir y sopesar para obtener la solución más adecuada a nuestro vehículo. A continuación iremos explicando las distintas posibilidades que tenemos para la construcción del prototipo destacando las características más importantes de cada una de las instalaciones para poder comparar y llegar a la solución final.

En primer lugar, hablaremos de una instalación la cual consiste en frenos posteriores duales externos. Esto es, colocamos un disco de freno en cada una de las ruedas traseras. Realmente, en vehículos convencionales es el tipo de instalación que se utiliza pero quizá para esta competición no sean del todo adecuados puesto que plantean un inconveniente muy importante: el aumento de las masas no suspendidas del vehículo. Para explicar esto es conveniente establecer en primer lugar la diferencia entre la masa no suspendida y suspendida de un vehículo.

Llamamos masa no suspendida de un vehículo al conjunto de las masas constituidas por la masa de la amortiguación, ruedas y otros componentes directamente conectados a ellos, como rodamientos, neumáticos, amortiguadores y los frenos si están incluidos fuera del chasis. En definitiva, se trata de la masa total del vehículo que no es soportada por la amortiguación. Por el contrario, la masa suspendida es la masa total del vehículo que está soportada por la suspensión.

La masa no suspendida de una rueda hace de nexo entre la habilidad de la misma de seguir irregularidades y su capacidad de aislamiento de vibración. Los baches y las imperfecciones de la superficie de la carretera causan una compresión del neumático, que induce en una fuerza sobre la masa no suspendida. Después, responde a dicha fuerza con un movimiento propio. De esta manera, una rueda ligera actúa más rápido que una pesada frente a un bache, y tendrá más agarre al circular sobre esa superficie. Sin embargo, una rueda pesada que se mueva menos y más lentamente no absorberá tantas vibraciones. Las irregularidades del asfalto se transfieren a la cabina, empeorando así la comodidad. El efecto de dicha masa se puede paliar solo reduciéndola.

Como ya hemos mencionado anteriormente, nos es de gran importancia transferir una sensación de confort y seguridad al piloto por lo que vamos a desechar esta opción.

No obstante, aún nos quedan otras alternativas que analizar. Así, empezaremos comentando las características de un sistema de frenos dual trasero con los discos interiores. Esto significa que los discos de freno irán instalados a cada una de las salidas del diferencial autoblocante (palieres) que frenarán cada uno de los semiejes traseros. Las ventajas que tenemos al instalar este sistema son de gran importancia. En primer lugar, al tener dos discos traseros en vez de uno la estabilidad de la frenada será mayor al estar frenando a la vez cada semieje. Además, el dimensionamiento de los discos nos dará como resultado un diámetro pequeño de estos dos discos traseros proporcionándonos más espacio y mayor facilidad para colocarlos y mantenerlos. Aunque también tiene el inconveniente de que aumentará la masa total suspendida (aunque en una cantidad relativamente pequeña) en mayor medida que si colocásemos un único disco trasero. También aumentarán los costes debido a que requerimos una mayor cantidad de componentes.

Por otro lado, tenemos la opción de instalar un único disco como elemento frenante acoplado a la carcasa del diferencial en el eje de transmisión. Si bien es verdad que la masa del conjunto será menor así como una reducción de los costes, tenemos que decir que necesitaremos un disco de mayor tamaño lo que nos condicionará a tener una separación suficiente entre el chasis y el árbol de transmisión. Y por último, y muy importante, al ir acoplado a la carcasa del diferencial o solidario a la corona (elementos en rotación) al realizar el proceso de frenado se incidirá directamente sobre la corona que deberá detener el resto de engranajes (satélites y planetarios) que forman el diferencial para poder detener los semiejes, con lo que se estarán produciendo unos esfuerzos bastante bruscos y elevados en las transmisiones que forman el diferencial, con lo que llevaría a tensiones puntuales innecesarias que pueden traducirse en vibraciones aparte de ser una frenada menos estable. Además en caso de fallo de cualquier elemento que fuera a la pinza trasera perderíamos el control completo del eje trasero en la frenada con las consecuencias nefastas que ello conlleva.

Si analizásemos estas dos opciones ponderando los factores fundamentales que nos deben servir para guiarnos en la elección de uno u otro tipo de sistema, obtendrían una calificación bastante similar.

Los criterios de diseño que consideraremos para la evaluación de las alternativas están orientados a cumplir los objetivos planteados en este proyecto, por lo que hemos establecido los siguientes criterios:

- Costo: se evalúan los gastos que involucran cada uno de los componentes del sistema de freno para determinar el capital requerido.
- Construcción: está relacionado con la facilidad y factibilidad de elaborar y adquirir las partes que conforman el sistema de frenos del prototipo de Formula SAE y, posteriormente, llevar a cabo el ensamblaje de los mismos con recursos materiales y tecnológicos disponibles.
- Mantenimiento: se refiere a la facilidad y rapidez de ejecutar las acciones de mantenimiento preventivo o correctivo de cualquier componente de los sistemas de frenos ante la presencia de fallas o desgaste.
- Confiabilidad: se trata de que el diseño garantice al piloto del vehículo una alta eficiencia y seguridad en los sistemas de frenos para disminuir los riesgos físicos durante el funcionamiento del mismo.

- Versatilidad: se asocia con que el diseño se pueda instalar y operar con facilidad en el vehículo, es decir, los frenos deben ser de un peso y tamaño apropiado en relación con las exigencias que se exponen en el reglamento de la competición.

En una escala del 1 al 5 podemos valorar estos criterios en una tabla resumen de la siguiente manera:

CRITERIO DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN
Costo	4
Construcción	3
Mantenimiento	4
Confiabilidad	5
Versatilidad	4

Tabla 5. Ponderación criterios de diseño.

Ahora, si procedemos a valorar cada una de las alternativas de la configuración del sistema de frenado para nuestro vehículo, asignándoles valores positivos (+), negativos (-) o nulos (0) y multiplicando la cantidad de ellos por el valor de la ponderación obtendríamos un resultado muy similar entre ambos, como ya adelantábamos antes. Por tanto, el análisis quedaría de la siguiente manera:

- Alternativa 1: un disco trasero colocado en la carcasa del diferencial autoblocante en el eje de transmisión.
- Alternativa 2: dos discos traseros interiores situados en cada una de las salidas del diferencial autoblocante.

CRITERIO DE DISEÑO	VALOR	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Costo	4	+	+
Construcción	3	0	0
Mantenimiento	4	++	+
Confiabilidad	5	++	+++
Versatilidad	4	+	+
+		26	27
0		0	0
-		0	0
Resultados		26	27

Tabla 6. Elección de la disposición de discos en el sistema de frenado.

Esto es debido a que ambos sistemas son bastante adecuados y, de hecho, ambos muy utilizados en la competición. Por lo que a la hora de elegir un sistema u otro tendremos que guiarnos más por aspectos que nos resulten más interesantes a nivel práctico.

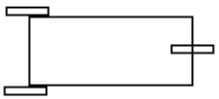
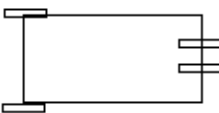
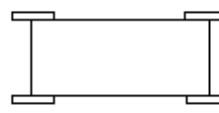
	TIPO DE SISTEMA	VENTAJAS	INCONVENIENTES
UN DISCO TRASERO		<ul style="list-style-type: none"> • Menor coste • Menor masa 	<ul style="list-style-type: none"> • Frenada menos estable • Esfuerzos en el diferencial • Diámetro de disco mayor
DOS DISCOS TRASEROS INTERIORES		<ul style="list-style-type: none"> • Frenada estable • Menor masa no suspendida • Diámetros de disco traseros menores • Mayor refrigeración 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor coste
DOS DISCOS TRASEROS EXTERNOS		<ul style="list-style-type: none"> • Mayor estabilidad de la frenada • Diámetros de disco traseros menores 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor coste • Aumento de las masas no suspendidas

Tabla 7. Comparativa de alternativas.

Debido a ello, finalmente elegiremos la alternativa número 2. Y aunque es bien sabido que en lo que se refiere a los costes, obtendremos un presupuesto más elevado, parece mejor opción a nivel técnico debido a dos factores fundamentales.

En primer lugar, si colocásemos un único disco trasero, éste iría solidario a la corona del diferencial. Como ya explicábamos, podemos observar en la figura 46 este elemento de transmisión que permite que una de las ruedas al tomar una curva gire más rápido que la otra debido a que recorre mayor espacio, está formado por engranajes, lo cual se trata de un tipo de transmisión rígida, por lo que no parece muy adecuado el situar el conjunto disco-pinza-pastilla solidario a la corona ya que cuando se accione el sistema hidráulico para realizar la frenada se tenderá a parar rápidamente la corona del diferencial causando una diferencia de esfuerzos importante entre los distintos engranajes que lo forman, lo que se traducirá en mayores vibraciones y tensiones puntuales en el sistema que no interesan.

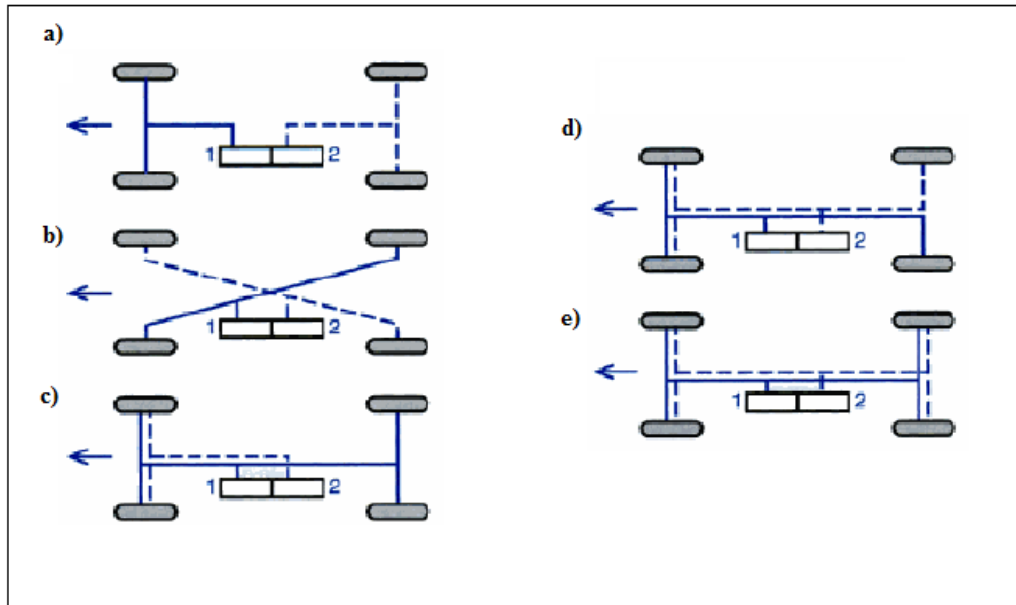


Figura 47. Disposiciones del circuito de frenado.

a) Circuito en II: los circuitos delantero y trasero son separados. Se utiliza en vehículos con mayor carga vertical en el eje trasero.

b) Circuito en X: dos circuitos separados en diagonal, uno para la rueda delantera derecha y trasera izquierda; y otro para el resto de ruedas.

c) Circuito HI: Distribución ejes delantero y trasero/eje delantero. Un circuito de freno actúa en los ejes delanteros y trasero, el otro sólo en el eje delantero.

d) Circuito LL: Distribución ejes delantero y trasero/ejes delantero y trasero. Cada circuito de freno actúa en el eje delantero y en el eje trasero.

e) Circuito HH: Distribución ejes delantero y trasero/ejes delantero y trasero. Cada circuito de freno actúa en el eje delantero y en el eje trasero.

Aunque existen estos tipos de disposiciones del circuito de frenado los más utilizados son los circuitos a) y b) y son, en nuestro caso, los que barajaremos. Esto es, el circuito en II y el circuito en X.

Si retomamos los datos de apartados anteriores, podemos observar la distribución de masas en los ejes delantero y trasero. Para el delantero tomamos un valor de 120 Kg y para el trasero un valor de 110 Kg. Como podemos ver, tiene una distribución en estático con sólo 10 Kg de diferencia.

Por un lado, a simple vista puede parecer más interesante la disposición en X ya que en caso de fallo de alguno de los latiguillos o en la propia bomba tendríamos control sobre una de las ruedas delantera y su opuesta en el eje trasero. Sin embargo, en este tipo de vehículo, al tratarse de una competición, llevamos al sistema de frenado a unas condiciones extremas que nos demandan unas condiciones de frenada muy exigentes. Además, como vimos en el estudio de dinámica de la frenada, para realizar esta de forma eficaz es necesario aplicar sobre las ruedas un par resistente importante sin bloquear las mismas. La adherencia de las ruedas al suelo es, como vimos, función del estado del suelo, los neumáticos y de la carga aplicada sobre las ruedas. Normalmente consideramos solamente la carga aplicada sobre las ruedas ya que las otras características son semejantes en las cuatro ruedas.

Cuando se frena bruscamente observamos que se “clava el morro”, debido a esta transferencia de pesos de la que hablábamos en la dinámica de la frenada, produciéndose ese cabeceo. Por lo que las ruedas delanteras se encuentran más cargadas y las traseras aligeradas proporcionalmente a la velocidad del vehículo y a la intensidad de frenada. Debido a ello tenemos una carga importante aplicada sobre el tren delantero con relación a la carga aplicada sobre el trasero. Como la adherencia es función de la carga, ésta aumentará en las ruedas delanteras en detrimento de las traseras al aumentar el esfuerzo de frenado. Por lo tanto para obtener un frenado óptimo en eficacia y seguridad, es necesario hacer variar el esfuerzo de frenado ejercido sobre las ruedas traseras en relación a las delanteras. Esta función la cumplirá el repartidor de frenada o *Balance bar* regulando la presión ejercida en cada bomba al presionar el pedal.

Por todo ello no tiene sentido realizar una configuración en X del sistema de frenado ya que estamos separando esfuerzos en los distintos ejes y con esta configuración de la misma bomba se controlarían ruedas de ejes diferentes. Lo que nos lleva a hacer una configuración tipo II en la que cada se controla cada uno de los ejes por separado pudiendo, así, regular el repartidor de frenada a nuestro gusto según queramos enviar más o menos presión al circuito delantero que al trasero.

Así pues, las configuraciones típicas de esta competición son las que se muestra a continuación. En la figura 48 podemos ver la configuración de dos discos traseros interiores y en la figura 49 podemos ver la configuración con un solo disco trasero.



Figura 48. Configuración con dos discos traseros interiores.



Figura 49. Configuración con un disco trasero posterior.

El resto de elementos que constituyen el sistema de frenos: bombas de freno, pinzas de freno, pastillas, pedal, repartidor de frenada, depósitos de líquido, conductos, latiguillos y conectores son elementos que al igual que los discos forman parte de un proceso de selección y dimensionamiento propio de cada equipo, pero con criterios comunes para todos ellos y que serán detallados más adelante.

El funcionamiento de estos elementos es totalmente conocido debido a su similitud con los sistemas de frenado de los vehículos convencionales, aunque constituyen elementos adaptados de estas aplicaciones.

Empezando por las pinzas de freno o *calipers* se utilizan, casi en su totalidad, pinzas fijas de dos pistones opuestos, aunque configuraciones de cuatro pistones suelen ser instaladas en el tren delantero debido a las mayores exigencias alcanzadas durante la

frenada. No obstante, todo depende de cómo sean comparativamente estas pinzas para elegir una u otra. Un factor a tener en cuenta a la hora de elegir una pinza de freno también es el intentar que sean lo más ligeras posibles y de dimensiones reducidas, para así disminuir al máximo las masas no suspendidas. Además, también pudiera darse el caso en el que podamos tener problemas de interferencia en función del tamaño de llanta que alijamos. Lo habitual es que sean llantas de 13" pero la normativa nos permite instalar cualquiera siempre y cuando sean mayores de 8". Por lo que si eligiéramos unas llantas de 10" habría que tener cuidado con el dimensionamiento de los frenos ya que pudiera ser que no nos entrasen los componentes que lo forman en su interior.



Figura 50. Freno externo delantero.

Sin embargo el factor determinante para elegir una u otra pinza de freno será el diámetro de los pistones que incorpore. Este valor será básico para el dimensionamiento del sistema y su perfecto ajuste de funcionamiento.

Otro de los elementos que debemos elegir cuidadosamente es el pedal de freno. A priori puede parecer irrelevante, pero realmente juega un papel fundamental en el sistema. A través de él, el conductor accionará el sistema de frenos y éste a su vez le comunicará al mismo una serie de sensaciones que deben ser de control y seguridad además de percibir si su funcionamiento es correcto o no. Hay que tener en cuenta que la dureza del pedal debe ser tal que pueda ser lo suficientemente dura para poder modular correctamente la fuerza que queremos aplicar en cada instante, pero que en

ningún momento exceda ciertos límites que consigan fatigar al conductor. Más adelante veremos cómo esta dureza puede ser regulada mediante el correcto dimensionamiento del pedal. Para ello tenemos dos opciones y es que podemos optar por construir nuestro propio pedal acorde con nuestras exigencias o adaptar un pedal de freno comercial con una relación impuesta por el fabricante.

Otro aspecto fundamental de este elemento es que marcará la disposición de las bombas de freno así como sus correspondientes depósitos de líquido de frenos, ya que los vástagos de las bombas estarán unidos directamente al pedal de freno mediante el repartidor de frenada cuyo funcionamiento veremos más adelante.

Para elegir el pedal idóneo para nuestra instalación debemos conocer las diferentes configuraciones que son más comunes dentro de esta competición, y cuya elección dependerá de las exigencias de cada equipo. Los pedales más usados son:

- Pedal montado sobre el suelo: es el uso más corriente entre los equipos participantes dado que aporta alta eficacia en su funcionamiento y ergonomía, además de ser sencillo y de coste reducido. Su ventaja principal frente al resto de configuraciones que veremos, es que su accionamiento favorece al arco natural que realiza nuestro tobillo en su movimiento. Otra de las ventajas, aunque poco significativa, es la de bajar la altura del centro de gravedad ya que debido a su distribución de masas éstas se concentran en su parte inferior. Hecho que es importante para mejorar la frenada.



Figura 51. Pedal montado sobre el suelo.

- Pedal colgante I: en cuanto a funcionamiento y eficiencia es semejante al anteriormente descrito, la desventaja que puede causar a comparación es que la

mayor parte de su masa se concentra en la parte superior, ya que ahí estarán situadas las bombas de frenos, depósitos y el líquido de frenos que los mismos contengan. Por lo que desde el punto de vista de reducción del CG es peor opción a la de pedal sobre el suelo. A todo ello se le suma que su accionamiento crea un movimiento menos natural para el pie. Sin embargo presenta una ventaja a destacar, y es que en esta configuración se mantiene el depósito por encima del plano horizontal de las pinzas de freno para favorecer el bombeo, lo cual es muy recomendable.



Figura 52. Pedal colgante I.

- Pedal colgante II: este tipo de pedal es muy similar a la configuración anterior, sin embargo consigue mejorar el aprovechamiento de espacio en el interior del habitáculo al invertir la orientación y accionamiento de las bombas de freno. Además, hay que tener en cuenta que los depósitos colocados en la parte superior, podrían causar interferencias con la parte superior del vehículo si estos no son de dimensiones compactas.



Figura 53. Pedal colgante II.

- Pedal bajo el suelo: podemos decir que esta configuración es la más eficiente de todas las posibilidades, donde las bombas de freno se encuentran instaladas bajo los pies del conductor para optimizar el espacio de utilización y mejorar el acceso, además consigue reducir la altura del centro de gravedad al máximo, ya que concentra gran parte de su masa por debajo del nivel del conductor.



Figura 54. Pedal bajo el suelo.

Una vez conocidos los diferentes tipos de diseño que existen para el pedal de freno, también debemos conocer si se somete al mismo a alguna prueba dentro de la competición. Es sabido entre los equipos que los jueces valoran mucho la solidez que posea el conjunto del pedal de freno en su totalidad, de manera que no sufra flexiones por pequeñas que sean durante su funcionamiento. Además, inspeccionan que éste retorne convenientemente, de forma rápida, a su posición inicial cuando el conductor

elimina la presión ejercida para su accionamiento, esto es, que el vástago de la bomba retorne a su posición de reposo. A veces el tarado del muelle de retorno que incorpora la bomba de freno no es lo suficientemente grande para asegurar este retorno venciendo el peso del conjunto. Por ello, si este problema surgiera, podríamos instalar muelles externos adicionales o hacer un mejor dimensionamiento de la bomba.

Capítulo 6

Diseño del sistema de freno del prototipo FSAE

6.1 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENADO

En este apartado realizaremos un recorrido por cada uno de los elementos que influyen en el fenómeno de la frenada que compondrán el sistema de frenado de nuestro prototipo Formula SAE para obtener , así, una visión de la importancia de cada uno de ellos para diseñarlo o adaptarlo de la forma más apropiada posible a nuestras exigencias.

Como sabemos, el conductor accionará el sistema de frenos, a través del pedal de freno, presurizando el sistema por medio de las bombas de freno. Además, el propio conductor posee la capacidad de regular la distribución de presiones entre circuito delantero y trasero mediante el repartidor de frenada que poseerá un mando situado al alcance de nuestro conductor. Este aumento de presión se transmitirá a través de los latiguillos de freno que la harán llegar a los pistones de las pinzas de freno, las cuales, empujarán las pastillas de freno contra las bandas frenantes de los discos, provocando una fuerza de fricción que hará disminuir la velocidad del vehículo o detenerlo completamente mediante la adherencia del neumático contra el asfalto. Por lo que

nuestro sistema de frenado estará compuesto por los siguientes elementos que iremos estudiando a continuación:

- Pedal de freno.
- Repartidor de frenada.
- Bomba de freno.
- Conductos del sistema hidráulico.
- Pinza de freno.
- Pastillas de freno
- Disco de freno.
- Neumáticos.

1) **Pedal de freno**

Empezamos por este elemento que será el encargado de multiplicar y potenciar la fuerza ejercida por el pie del conductor.

Si hacemos una breve comparación con los pedales de los vehículos convencionales vistos hasta ahora, éstos incorporan una bomba de freno tipo tándem asistido por el elemento llamado servofreno que es el encargado de crear una depresión. Si en un caso hipotético quisiéramos aplicar dicho sistema a uno tipo racing con doble bomba independiente para cada circuito hidráulico, como los empleados en vehículos tipo Formula SAE, requeriría que la fuerza original proporcionada por este elemento de asistencia o servofreno tuviera que ser reemplazado por un incremento de la fuerza mecánica transmitida a la bomba de freno y/o obligaría a realizar un incremento del área diferencial existente entre el pistón de la bomba de freno (conectada por su vástago al pedal) y los pistones de la pinza de freno para suplantar dicha reducción de asistencia. Es decir, habría que modificar y jugar con los parámetros del sistema de freno (pedal, pinzas y bombas) para realizar esa fuerza que haría el servofreno si tuviera.

Si toda la fuerza asistida fuera proporcionada por el pedal de freno, éste debería ser sobredimensionado y resultaría demasiado largo retardando la acción de frenado. Pero si el radio del pedal es inferior que el requerido para proporcionar la fuerza necesaria entonces, siguiendo las expresiones que explicamos anteriormente, habría que

disminuir el área de los pistones de la bomba o aumentar los de las pinzas de freno. Como vemos se trata de una combinación de tres factores con los que se juega para compensar la ausencia de la asistencia del servofreno en la frenada.

Con todo ello, resulta lógico empezar por el pedal de freno que, como hemos dicho anteriormente, su función es la de multiplicar y potenciar la fuerza ejercida por el pie del conductor. Este elemento será capaz de llevar a cabo dicha tarea mediante el fenómeno físico conocido como “palanca” caracterizado por un parámetro fundamental llamado relación de pedal.

Como podemos ver en la figura 55, el pedal de freno pivota alrededor de una de sus extremidades llamado “fulcrum” y en el lado opuesto se encuentra la superficie de accionamiento, donde el conductor ejercerá la fuerza a través de su pie. Entre medias de estos dos extremos se encuentra la barra de accionamiento de la bomba de freno. Por lo que con todo ello podemos definir la relación de pedal como la relación existente entre la distancia L_1 y la suma de L_1 y L_2 . Por lo que si por ejemplo ejercemos una fuerza en un pedal con una relación de pedal 4:1, la fuerza a la salida del mismo, y a la entrada de la bomba, se verá amplificada en 4 veces la que el conductor ejerció en la superficie de accionamiento.

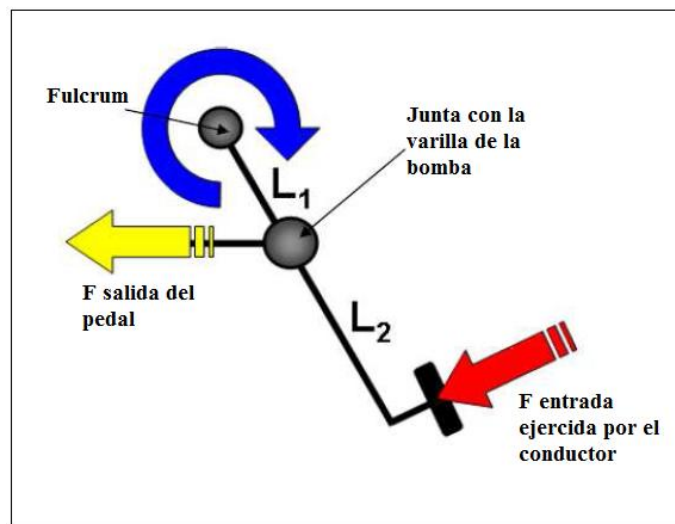


Figura 55. Pedal y relación de pedal.

Con todo ello, vamos a analizar el impacto que supondría modificar estos parámetros ya conocidos pertenecientes al pedal y que influyen en la totalidad del funcionamiento de nuestro sistema de frenado [7].

Puede parecer una buena idea aumentar la relación de pedal para así conseguir una fuerza de valor elevado sin que el conductor tuviera que hacer mucho esfuerzo en el mismo, pero imaginemos que aumentamos la relación de pedal a 8:1. Esto implica que la longitud del pedal sea mayor y probablemente bastante largo ocasionando que este tuviera que viajar una mayor distancia, lo que nos retardaría la frenada.

Por otro lado, si disminuimos la relación de pedal, por ejemplo, a 3:1 se reduciría su tamaño sensiblemente además de disminuir el peso del conjunto del pedal de freno, sin embargo disminuiría la capacidad de amplificación de la fuerza por lo que para generar la misma fuerza a la salida, el conductor debería pisar el pedal con mayor esfuerzo, lo que al final podría incurrir en fatigar al conductor.

Para hacernos una idea, en un vehículo convencional la experiencia nos ha demostrado que una relación de pedal de 6.2:1 es la más recomendable aunque un valor de 5.5:1 es el mínimo recomendado para suplir la ausencia del elemento de asistencia de la frenada.

Sin embargo, en un vehículo del tipo Formula SAE, donde el peso del mismo está en torno a los 250 Kg, bastante alejado de los más de 1000 Kg de peso de un vehículo convencional, hacen que las exigencias de frenada sean menores en comparación, esto es, en este tipo de vehículo tenemos menos energía cinética que disipar en forma de calor por lo que valores de relación de pedal entre 3:1 y 4:1 serán generalmente utilizados para este tipo de aplicaciones.

Otro factor a tener en cuenta es el esfuerzo previsible que el conductor ejercerá sobre el pedal de freno. Los organismos reguladores para el correcto funcionamiento de la frenada en el automóvil y vehículo ligero de los EE.UU y la CEE establecen requerimientos para el esfuerzo máximo en el caso de que el sistema de asistencia de frenada fallase en este tipo de vehículos. Por lo que en el caso de que se suprimiera la asistencia, este esfuerzo debería ser próximo a lo que el conductor realmente estuviera acostumbrado o pudiera soportar con comodidad.

Este valor en vehículos tipo turismo se encuentra por debajo de 175 N. sin embargo, en vehículos de altas prestaciones y de competición se debe intentar mantener la fuerza requerida por debajo de 535 N, aunque lo recomendable es moverse entre 200 N y 350 N ya que no se trata de un esfuerzo que tenga que realizar el conductor

puntualmente, sino que debe ser un esfuerzo que sea capaz de soportar y mantener a lo largo de toda la carrera.

2) El repartidor de frenada

El repartidor de frenada es un elemento de balance mediante el cual el conductor, desde su posición, puede regular la presión hidráulica para cada uno de los sistemas, mediante sus circuitos hidráulicos. De esta forma le permite regular la capacidad de la frenada en base a las condiciones del circuito en cada ocasión [14].

Existen varios tipos de repartidores de frenada disponibles en el mercado destinados al ajuste de la carga que se transmite a la salida del pedal a cada uno de los cilindros maestros. Como ya hemos visto, con nuestra disposición del circuito de frenado tipo II, una de las bombas será la encargada de controlar el circuito delantero y otra del trasero.

La mayoría de los sistemas de repartidor de frenada funcionan como una viga simple donde se varía la posición de entrada de la carga al cambiar la dimensión x , como se muestra en la figura 56.

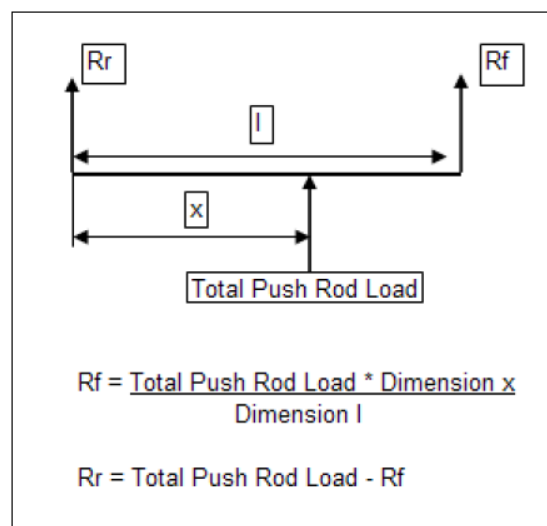


Figura 56. Fuerzas en el repartidor de frenada.

En nuestro caso, elegiremos un repartidor de frenada, también llamado *balance bar*, cuya estructura es como la de la figura 57.

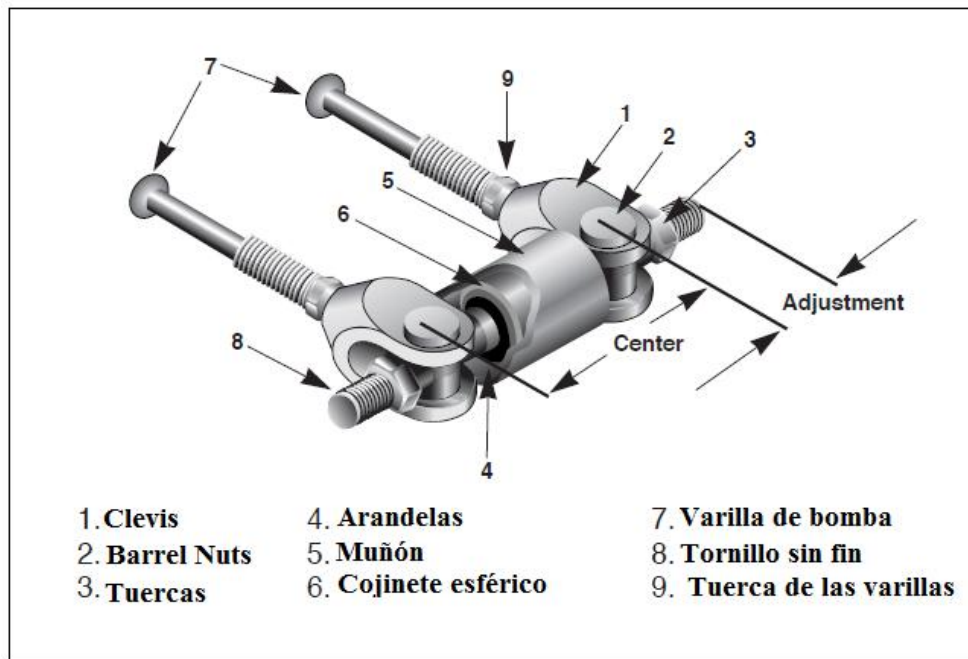


Figura 57. Estructura del repartidor de frenada.

El funcionamiento de este tipo de repartidos es bastante sencillo. Con el cable de ajuste, que iría conectado al tornillo sin fin, el conductor puede regular la presión que mandará cada una de las bombas. Al girar la ruleta del cable de ajuste el tornillo sin fin irá girando, lo que provocará que el tornillo sin fin se cruce sobre su eje transversal como en la figura 58 y así ataca más o menos a cada una de las varillas de las bombas. Por ello, al pisar el pedal, como el eje del repartidor está cruzado, empujará más el pistón de una bomba que el de la otra y por lo tanto mandaremos más presión a un tren del coche y menos al otro.



Figura 58. Funcionamiento del repartidor.

En la siguiente figura podemos ver la situación del repartidor y las varillas de las bombas con el repartidor ajustado para mandar más presión al tren delantero que al trasero.

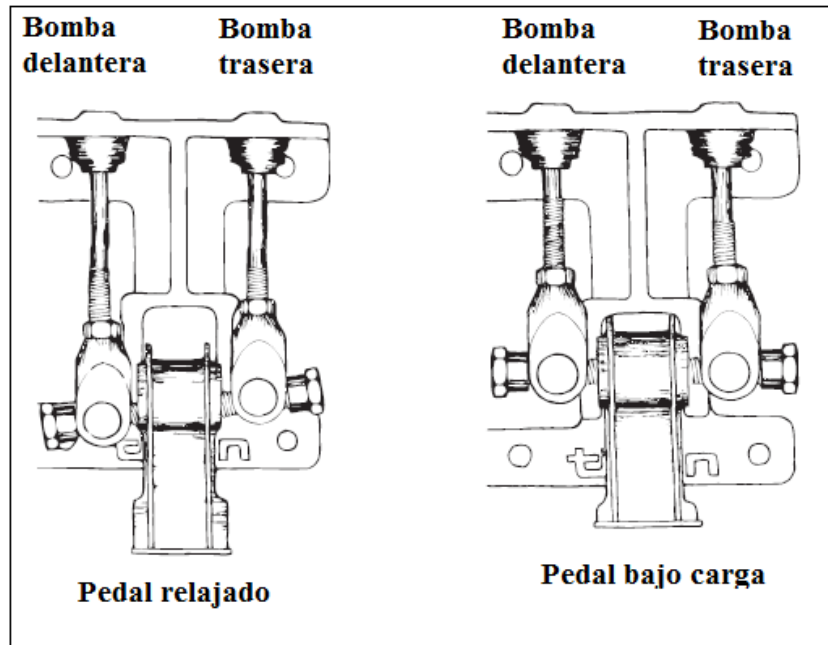


Figura 59. Situaciones del repartidor de frenada.

De esta manera, si el repartidor estuviera colocado en el centro exactamente y el conductor aplicara una fuerza en el pedal de 150 N, teniendo este una relación de 6:1, la fuerza a la salida del pedal sería de 900 N con lo que cada bomba sería empujada con una fuerza de 450 N por igual. Sin embargo, si el repartidor estuviera como en la parte izquierda de la figura 59 y esta posición correspondiera a un 30% más de carga en el eje delantero, la varilla de la bomba correspondiente al tren delantero sería empujada con una fuerza de 585 N y la bomba del tren trasero lo sería con una fuerza de 315 N.

3) Bomba de freno

La bomba de freno es la encargada de convertir la presión amplificada a la salida del pedal en presión hidráulica. Para ello la bomba consta de un pistón que por un lado está en contacto con la varilla que irá directamente al repartidor de frenada y por el otro lado estará en contacto con el líquido de freno. Solo con el movimiento del pedal de freno provocará el accionamiento de este pistón empujando al fluido en su movimiento.

Sabemos que la presión es directamente proporcional a la fuerza e inversamente proporcional a la superficie donde se aplica esa fuerza. Por lo que la presión a la salida de la bomba será la fuerza a la salida del pedal para cada una de las bombas dividido entre la superficie del pistón de la bomba. Por lo que variando estas características de la misma, podemos hacer variar las de la frenada.

Con todo ello, resulta interesante observar que el aumento del diámetro del pistón de la bomba hará que la presión generada en el líquido, para una misma fuerza de entrada en la bomba, sea menor. Por ello debemos darnos cuenta que a cambios relativamente pequeños de dimensiones de este elemento, pueden ocasionar grandes diferencias.

Conocida esta relación entre las bombas y la presión hidráulica, parece justificado el empleo de una bomba de diámetro de pistón lo más pequeño posible, ya que esto nos permitirá usar un pedal lo más pequeño posible. Sin embargo hay que tener en cuenta dos factores más de trabajo para tomar una decisión definitiva de bombas de freno. Por un lado debemos fijarnos en la conformidad, esto sucede en el momento en que empieza a transmitirse la presión hidráulica a través del sistema debido a que sus diferentes elemento (conductos, retenes, elementos de unión...) sufren una cierta deformación que incrementa el volumen de líquido necesario para asegurar la frenada, por lo que el sistema de frenado tiene que disponer de la cantidad suficiente de líquido hidráulico para llenar todo el volumen adicional provocado por la flexibilidad de los componentes. Esto se soluciona aumentando el diámetro del pistón de la bomba.

Por otro lado, tenemos que tener en cuenta el caudal de fluido mandado a cada uno de los trenes. El tren delantero no presenta problema ya que el recorrido de los conductos tiene poca longitud. Sin embargo, el tren trasero se encuentra a una cierta distancia, la batalla del vehículo, que el fluido hidráulico tendrá que recorrer desde la bomba hasta las pinzas de freno traseras. Sabemos que la expresión del caudal que enviaremos con la bomba corresponde a la velocidad de dicho fluido por la sección de la bomba con lo que al disminuir la sección del pistón de la bomba corremos el riesgo de que el caudal sea demasiado pequeño y que el pedal recorra demasiado espacio para poder realizar la frenada, retrasando la misma.

Por todo ello hay que elegir una bomba con un diámetro de pistón no demasiado pequeño. Según la experiencia, no se recomienda que éste sea menor de 15 mm.

4) Tubos y conductos del sistema

Estos elementos son los encargados de transportar el líquido de frenos desde los depósitos situados en las bombas hasta cada una de las pinzas de freno del sistema. Por ello parece que realizan una función bastante sencilla, sin embargo, como hemos visto anteriormente, nos surge un problema relacionado con los mismos y es que poseen cierta conformidad. Por ello sería conveniente aumentar la rigidez del material para reducir al mínimo esta conformidad. Sin embargo existe un problema para esta solución y es que estos conductos van a ser acoplados a otros elementos (pinzas de freno) que poseen cierta movilidad en su funcionamiento, por lo que debemos otorgar a los conductos y manguitos de freno cierta flexibilidad y consecuentemente aparecerá el fenómeno de la conformidad.

Normalmente, los fabricantes de vehículos utilizan una tubería de acero rígida en la mayoría del recorrido del conducto, y tubería de goma o nylon para conectarlos a los elementos móviles, pero incluso este diseño puede causar una significativa conformidad en usos destinados a la competición.

Por todo ello, en competición se refiere sustituir la manguera de goma por un tubo de nylon recubierto por un trenzado de acero inoxidable. Así, disminuiríamos la conformidad lo que implicará un menor recorrido del pedal. No obstante tenemos que aclarar que esto no provocará que el vehículo pare más rápidamente, sino que simplemente mejorará la sensación transmitida al conductor a través del pedal de freno, lo que aumentará su confianza y seguridad que como ya hemos indicado en otros apartados resulta básico para cualquier competición.

5) Pinza de freno

Como ya sabemos, este elemento será el encargado de accionar los pistones que lleva alojados en su interior para empujar a las pastillas de freno contra el disco y de esta manera crear el par de frenada necesario para disminuir la velocidad del vehículo o llegar a detenerlo por completo. El pistón o pistones de la pinza de freno están en contacto, por una cara, con el líquido de freno y por el otro lado con la pastilla. Vimos anteriormente que la bomba de freno transformaba una fuerza mecánica en su entrada a una de tipo hidráulica a la salida mediante su pistón, pues bien, en las pinzas de freno ocurre justo el proceso contrario. Ésta recibe de entrada la fuerza de tipo hidráulico, que

es transmitida desde la bomba a través de los conductos y latiguillos hasta la pinza y la convierte en una fuerza mecánica lineal.

La fuerza que realizará la pinza de freno sobre las pastillas es fácilmente calculable dado que únicamente habría que multiplicar la presión hidráulica por la superficie del pistón o pistones que ésta posea. Por ello, si aumentamos el área del pistón de la pinza podemos deducir fácilmente que la fuerza mecánica lineal aumentará, ya que son dos magnitudes directamente proporcionales, para una misma presión de entrada. No obstante, si procedemos a ello la conformidad del sistema estará aumentando, lo que nuevamente afectaría a la sensación que se transmite al conductor.

Otro inconveniente de tomar esta decisión es que al aumentar el área del pistón o pistones de la pinza estaremos aumentando necesariamente el tamaño de la misma con un consecuente aumento de peso de la misma, lo que será perjudicial para el comportamiento dinámico del vehículo, debido a que estaremos aumentando las masas no suspendidas del mismo.

Un último inconveniente se suma a esta solución de aumentar el área de los pistones de la pinza y es que de hacerlo, estaremos incrementando el volumen requerido de fluido en el sistema y afectará directamente al tamaño de la bomba de freno.

Dicho todo lo anterior, podemos observar cómo existe una íntima relación entre los diferentes elementos que constituyen un sistema de frenos. Con ello podemos concluir que a la hora de cambiar cualquiera de estos elementos que han sido elegidos cuidadosamente para emparejarse entre ellos, por ejemplo una pinza de freno que inicialmente fue emparejada con una determinada bomba de freno y un pedal de freno con el fin de generar una correcta fuerza en la pinza para una determinada fuerza de accionamiento de pedal, hay que tener especial cuidado ya que al cambiar cualquiera de estos componentes puede incurrir en incrementar la presión requerida o incrementar la fuerza del pedal requerida para generar la misma fuerza de mordaza.

Hay que aclarar que, por tanto, un mayor tamaño de pinza de freno no crea mayor energía de frenado y tampoco disminuye la distancia de frenado, sólo generan una mayor fuerza de mordaza en la pinza para una determinada presión de entrada.

6) Pastillas de freno.

Como ya hemos visto anteriormente, estos elementos son los que friccionan directamente con el disco de freno. Sin embargo, en este contacto hay que tener bien claro qué es lo que surge dado que existe, en algunos casos, una idea falsa que se basa en el hecho de que cambiando el material de las pastillas de freno para aumentar su coeficiente de rozamiento conseguiremos disminuir la distancia de frenado. Esto es falso y, en realidad, lo que realmente importa es el conocimiento del coeficiente efectivo de fricción entre la pastilla de freno y el disco. Es decir, conociendo la fuerza de mordaza generada por la pinza y el coeficiente de fricción entre la pastilla y el disco, podemos calcular la fuerza que actúa sobre el disco.

Incrementando el coeficiente de fricción de las pastillas, el resultado es el mismo que en el incremento del diámetro del pistón, esto es, se generará una mayor fuerza para una misma entrada. Pero como ocurría antes, esto no provocará la detención del vehículo.

Sin embargo, si optásemos por aumentar este coeficiente de rozamiento de las pastillas de freno sí nos permite reducir el número o tamaño de los pistones de la pinza y/o reducir la fuerza que deba ejercer el conductor, lo cual resulta interesante para esta aplicación.

También hay que tratar un problema que influye directamente sobre las pastillas de freno, el calor. Cuando la temperatura de los componentes del sistema de frenado cambia, también lo hacen sus características físicas y en el caso de las pastillas de freno, el coeficiente de fricción puede cambiar drásticamente.

Por ejemplo, una pastillas de freno corrientes poseen un coeficiente de fricción aproximado de 0,3 pero después de una serie de frenadas sucesivas este valor puede caer hasta 0,1. Esto implica que en la competición la fuerza requerida para realizar la frenada cambiaría vuelta a vuelta. Por lo que lo que realmente debemos destacar de este elemento tan importante en el sistema de frenado es, más que lo alto que sea su coeficiente de fricción, la capacidad del mismo material para mantenerlo en un rango amplio de temperatura.

7) Disco de freno.

Este es el elemento con el que entrarán en contacto las pastillas de freno. Debemos decir que el disco de freno tampoco detiene el coche, sino que se trata de un elemento más con el que debemos jugar a través de sus dos propósitos fundamentales.

Por un lado, este elemento actúa como interface de fricción para las pastillas de freno. Pero debido a que es un elemento que está en rotación, reaccionará absorbiendo esta fuerza mediante la generación de un esfuerzo de torsión.

Su otra función fundamental es la de absorber el calor generado en la fricción provocada por el roce de las pastillas contra él mismo disipándolo a través del aire que lo rodea.

Con todo ello nos interesa examinar las distintas opciones que tenemos para elegirlos en cuanto a mejoras de funcionamiento se refiere. Así, los discos de gran tamaño, además de su atractivo visual, no provocan realmente la parada del vehículo, lo que conseguirán es reducir la temperatura de funcionamiento total de los frenos, lo cual puede resultar muy interesante si precisamente esto nos está causando problemas en otros componentes del sistema. Sin embargo, siempre hay que encontrar el punto de equilibrio porque aunque bien es cierto que al ser mayores obtendremos una reducción de la temperatura del sistema de frenos, puede suceder que si son demasiado grandes incrementemos demasiado la masa del mismo y del conjunto, lo cual no nos favorece.

Por otro lado, también surge la duda de si colocar discos perforados, ranurados, ventilados... En primer lugar, aunque son buena idea los discos autoventilados, como ya explicábamos en la parte inicial del documento que incorporan aletas para la mejor disipación del calor, éstos resultarían tener espesores demasiado elevados para el tipo de pinzas de freno que se suelen utilizar, por lo que desecharemos esta opción. Sin embargo, si nos fijamos, se han visto en otras ocasiones en las que se ha celebrado esta competición que muchos de ellos llevan discos perforados. Pues bien, inicialmente estos se perforaban debido a los materiales utilizados en las pastillas de freno ya que emitían gases cuando trabajaban a altas temperaturas en competición. Este gas producía una delgada capa que se interponía entre las superficies de la pastilla y del disco actuando como lubricante y reduciendo drásticamente la eficacia de frenada a través de la disminución del coeficiente de fricción. Estos agujeros fueron realizados con la

finalidad de minimizar las consecuencias de este gas y permitir una rápida evacuación del mismo, sin embargo, hoy en día los materiales no presentan dichos problemas.

No obstante, los discos perforados hacen que aumente la superficie de los mismos en contacto con el aire llevando, de esta manera, aire fresco a la pastilla de freno. La perforación es como un pequeño túnel, las paredes del mismo sería el aumento de superficie capaz de disipar calor. Además, cuando la perforación llega a la zona de las pastillas, llega aire fresco que contribuye a refrescarlas evitando el calentamiento en exceso.

También ofrecen una ventaja en aquellas situaciones en las que se debe sobredimensionar los discos de freno y que por tanto su perforación está aún más justificada, es en el caso de las motocicletas y de vehículos ligeros de tipo formula. Y aunque el hecho de un agrietamiento prematuro de los discos y desgaste de las pastillas siempre esté presente, el hecho de perforarlos se debe también a la necesidad de reducir la masa de los elementos de rotación.

Por otro lado, tenemos la opción de discos ranurados, lo cual puede ser una buena opción si la banda del disco lo permite, ya que estas finas ranuras transversales pueden ayudar a limpiar eficazmente la superficie de los discos y pastillas, ayudando a reducir la vitrificación producida durante frenadas a altas velocidades que pueden provocar la disminución del coeficiente de fricción hasta valores realmente bajos. Aunque el riesgo de estrés térmico no desaparece, si estas ranuras son superficiales y mecanizadas correctamente, los beneficios compensan a esos posibles riesgos.

8) Líquido de frenos.

Debemos tener muy en cuenta este elemento ya que sin él la frenada sería imposible. Este elemento es el encargado de transmitir a través de sí mismo la presión que ejercen las bombas en su salida además de influir la cantidad de él que contenga el circuito. Pero lo que más debemos tener en cuenta en este elemento es el punto de ebullición que posee ya que al realizar la frenada va a subir la temperatura a unos niveles bastante elevados.

9) Neumáticos.

Los neumáticos no se incluyen directamente en lo que finalmente será nuestro sistema de frenado pero debido a que la rueda y el neumático se encuentran ligados mecánicamente al disco de freno, el esfuerzo de torsión es transferido a la totalidad del ensamblaje del sistema: disco, buje, rueda y neumático. Y es entonces el contacto entre el neumático y la calzada lo que generan una fuerza en oposición al movimiento del vehículo en el momento de la frenada.

Por lo que debemos volver a hacer hincapié en que lo que realmente detiene el vehículo es el contacto entre el neumático y la calzada y no los componentes del freno que hemos visto anteriormente. Como ya avanzábamos en la dinámica de la frenada, este fenómeno se produce en cada una de las ruedas del vehículo y siguiendo las leyes de Newton de manera que la fuerza sea igual a la masa del vehículo por la aceleración o dicho de otra forma la aceleración o deceleración del vehículo es igual a la suma de las fuerzas que influyen sobre este entre su propia masa. También debemos recordar el movimiento de cabeceo que se genera en la frenada ocasionando una distribución de pesos diferente, siendo en el tren delantero mayor que en el trasero, por lo que los frenos traseros son diseñados para generar fuerzas mucho más pequeñas que las generadas por los frenos delanteros.

Por todo ello, podemos barajar dos opciones para, a priori, disminuir la distancia de frenado. Estas son:

- Cambiar el sistema de frenos para incrementar la fuerza entre el neumático y la calzada para una determinada fuerza en el pedal.
- Presionar con mayor fuerza el pedal de freno.

Esto es cierto pero con restricciones. Todos hemos podido comprobar en algún vehículo que a medida que aumentamos la fuerza ejercida en el pedal de freno la desaceleración también aumenta hasta el punto en el que se bloquean que, como ya veíamos antes, más allá de este punto la fuerza adicional aplicada en el freno no contribuirá a la frenada sino que el vehículo continuará desacelerando gobernado por el coeficiente de fricción entre los neumáticos y el camino.

De esta manera, lo que queremos concluir y mantener presente a lo largo de todo el documento es la importancia relativa de los discos de freno, el material de las

pastillas o el número de pistones que tenga una pinza y que la deceleración máxima está limitada por el contacto entre el neumático y la calzada

Para demostrarlo, rescatamos las expresiones empleadas en el apartado de dinámica de la frenada en el que:

$$F_{max} = P \cdot \mu = m_v \cdot a_v$$

$$\mu = \frac{m_v \cdot a_v}{P} = \frac{a_v}{g}$$

De donde observamos que la máxima aceleración empleada que puede obtenerse en el proceso de frenada del vehículo coincide con el coeficiente de fricción entre el neumático y la calzada.

6.2 CRITERIOS DE DISEÑO

Debemos tener en cuenta las características de esta competición y es que no podemos sólo valorar aspectos técnicos a la hora de diseñar nuestro sistema de frenado puesto que existe un elemento fundamental que acota e incluso dificulta muchas veces la elección que creemos mejor para nuestro vehículo. Aunque es cierto que los aspectos técnicos son fundamentales para garantizar un correcto funcionamiento del sistema durante su aplicación existen otros criterios fundamentales a tener muy en cuenta durante todo el proceso, sobre todo destacan dos que realmente nos deberán preocupar a la hora de tomar las decisiones de elección de cada uno de los componentes del sistema, estos son: los costes y la fiabilidad.

En cuanto al factor costes debemos remarcar que es un factor determinante para que nuestro proyecto tenga éxito o no dentro de la competición. Esto no sólo nos acota las posibilidades de elección del sistema sino que es necesaria su gestión, control y valoración ya que forman parte de la propia competición donde toda la información relevante debe estar recogida en un informe de costes. Este criterio tiene dos objetivos fundamentales dentro de la competición y para los propios participantes y es que por un

lado se pretende enseñar que los costes y el presupuesto son factores muy significativos que deben ser tomados en cuenta en cualquier ejercicio de ingeniería. Y por otro lado sirve para aprender y entender las técnicas y procesos de fabricación de algunos de los componentes que se elijan fabricar e incluso los que se decidan comprar ya que aunque esto sea así, tendremos que definir sus etapas de fabricación y traducirlo en costes.

Por todo ello la organización del evento asigna un peso relativo alto, en comparación al resto de las pruebas, en cuanto a costes se refiere. En la tabla 8 podemos ver las pruebas que deberá pasar nuestro vehículo y la puntuación que se asigna a cada una de ellas [15].

Evaluaciones estáticas	Presentación	75
	Diseño de ingeniería	150
	Análisis de costes	100
Evaluaciones dinámicas	Aceleración	75
	Skid-Pad (derrapaje)	50
	Autocross	150
	Eficiencia energética	50
	Resistencia	350
PUNTOS TOTALES		1000

Tabla 8. Puntuación pruebas de la competición.

Para la realización conjunta del proyecto de diseño y construcción del vehículo, la organización, por medio de la normativa, fija un presupuesto máximo de \$25000 que son 21000 €. De esta cantidad hemos fijado un presupuesto para el sistema de frenado de aproximadamente 3000 € por lo que dicho valor debe marcar nuestras perspectivas y posibilidades a la hora de hacer la selección o de fabricar los componentes de nuestro sistema de frenado.

En cuanto a la fiabilidad se refiere, es interesante definir en primer lugar este concepto dentro del ámbito de ingeniería y es que se define como la probabilidad de que ese sistema funcione o desarrolle cierta función, bajo condiciones fijadas y durante un período de tiempo determinado. Con ello lo que queremos remarcar es que al situarnos en una etapa inicial de desarrollo debemos ceñirnos más a buscar el funcionamiento del

sistema y no buscar tanto innovaciones ya que nos llevarán a una mayor complejidad pudiendo olvidarnos en ciertos casos del objetivo fundamental que es su correcto funcionamiento. Por lo que la solución finalmente adoptada para este proyecto será una solución muy similar a la adoptada precedentemente por otros equipos, demostrando convenientemente su validez y dejando para futuros proyectos la mejora e innovación del mismo cuando se haya obtenido cierta experiencia.

Es fundamental, para poder diseñar nuestro sistema, que establezcamos unas metas alcanzables mínimas en cuanto a rendimiento y prestaciones que se ajusten a las exigencias de frenada de este tipo de vehículos. Y como acabamos de ver, cambiar los componentes del sistema no implicará necesariamente una mejora de la capacidad de frenada, pero sí podemos influir significativamente en diversos aspectos que afectan directamente en este fenómeno. Los factores técnicos que nos permitirán alcanzar dicho objetivo son:

- Cumplimiento de la normativa de la competición: como cabía esperar es imprescindible seguir a rajatabla la normativa fijada al respecto por la organización del evento, esta constituirá por tanto el punto de partida de nuestro proceso de diseño y dimensionamiento del sistema de frenos.
- Correcta elección de los componentes: los distintos elementos que formarán nuestro sistema deben ser diseñados de tal forma que aseguren una correcta vida útil de utilización, correcto funcionamiento térmico y un bajo nivel de ruido y vibraciones con el objetivo final de que se asegura la correcta frenada del vehículo.
- Reducción de masas no suspendidas: como ya definimos anteriormente se trata de la porción de masa total del vehículo que no está soportada por los resortes de la suspensión, elementos tales como son llantas, neumáticos, bujes, frenos, elementos de suspensión... y por tanto es la masa que recibe directamente las perturbaciones del asfalto que se traduce en energía que deben disipar los amortiguadores. Por lo que cuanto más ligeros sean estos elementos más efectiva será la suspensión al sufrir menos inercias. Como ya dijimos, la única forma de paliar estos efectos son disminuyendo dichas masas lo cual llegado un cierto punto puede resultar algo bastante complicado.
- Reducción de masas suspendidas: la masa suspendida la constituye el resto de masa, es decir, la que sí está soportada por los resortes de la suspensión. Es

interesante disminuirla aunque en cuanto a frenos se refiere el impacto es mucho menor que en el caso de las masas no suspendidas. No obstante, conviene tenerlo en cuenta para así disminuir el peso total del vehículo.

- Reducción de la altura del centro de gravedad: si disminuimos la altura del centro de gravedad nuestro vehículo poseerá un mejor comportamiento en la frenada al disminuir el efecto de transferencia de cargas, consecuencia de la inercia del vehículo alrededor de ese punto.
- Control térmico: consideraremos la solución de sobredimensionar los discos de freno sólo en el caso de que tengamos problemas en la frenada debidos a las altas temperaturas que se puedan generar. Así, sobredimensionándolos, reduciremos este problema pero a su vez estaremos aumentando la masa por lo que, como decíamos, sólo lo haremos en caso de tener problemas en la frenada o sus elementos debido a las altas temperaturas que se puedan generar.
- Conformidad: ya tratamos anteriormente el problema de la conformidad y los efectos que implica en el sistema de frenado por lo que será un factor a tener en cuenta a la hora de elegir los conductos del sistema de frenado, intentado, así, reducir la misma todo lo que podamos.
- Adaptación al conductor: como ya sabemos, uno de los objetivos fundamentales de este proyecto es diseñar el sistema de frenado de manera que a la hora de que el vehículo tenga que ser pilotado, el conductor tenga una sensación de comodidad, control y seguridad que influirá notablemente en la competición donde el conductor influirá notablemente en los resultados.
- Seguridad: lidiando con el punto anterior los frenos de gran fiabilidad dan seguridad y transmiten confianza al piloto y por tanto debe ser un factor fundamental a la hora de diseñar el sistema.
- Ajustabilidad, fácil inspección y reparación del sistema: es importante saber que las operaciones de mantenimiento y reparación del vehículo deben ser realizadas por los propios integrantes del equipo de Formula SAE, por ello debemos tender a la simplicidad y facilidad de dichas tareas a través de la sencillez del sistema.

6.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO

6.3.1 Metodología

Para comenzar el diseño, debemos tener el conocimiento de la distribución del esfuerzo de frenada, esto es, cuánta más fuerza de frenado es producida por los frenos delanteros en relación a los traseros para poder calcular el máximo par de frenado alcanzable que estará limitado por el contacto neumático-asfalto. De esta manera, la distribución óptima de la fuerza de frenada será únicamente función de las dimensiones básicas del vehículo y de su distribución de pesos.

Una vez hayamos calculado el esfuerzo máximo requerido por nuestro vehículo, buscaremos y calcularemos la mejor combinación de pastillas de freno, discos, pinzas y bombas que alcanzan estos requisitos. Finalmente optaremos por la solución basándonos en los criterios antes mencionados y sobre todo mirando características realmente importantes en esta competición como son el peso, las dimensiones, los costes o las especificaciones técnicas.

Atendiendo a lo anteriormente dicho, podemos avanzar que habrá múltiples soluciones que cumplan estos requerimientos pero no podemos estudiarlo como un hecho aislado sino que también existirán otras restricciones como pueden ser el esfuerzo máximo admisible en el pedal, el diámetro de la llanta, la pérdida de eficacia en la frenada debido a la temperatura...todo ello contribuirá también a reducir el amplio abanico de posibilidades.

Una vez finalizado este proceso de selección y/o la toma de la decisión de fabricar por nosotros mismos algunos de los componentes, procederemos a su diseño en 3D de cada uno de los componentes así como de los planos de conjunto y despiece de los elementos más significativos.

Con todo ello, puede parecer que el diseño del sistema de frenado es un proceso muy directo y el resultado de una secuencia determinada de acciones pero esto no es así. Realmente constituye un conjunto de etapas de estimaciones y suposiciones, a la vez que revisiones y continuos cambios para mejorar o adaptar los problemas que nos puedan surgir en cada momento del diseño lo mejor posible. Por ello, el sistema de frenos debe ser diseñado en su conjunto, pensando en la globalidad, y no puede ser

dimensionado calculando elemento a elemento debido a que, como hemos visto, existe una estrecha dependencia entre todos los componentes que lo forman, por ello debe basarse en los amplios conocimientos adquiridos sobre el funcionamiento de los sistemas de frenos, en base a la amplia recopilación de información y las recomendaciones recibidas de fuentes externas que ya han adquirido bastante nivel de experiencia en este tipo de proyectos.

6.3.2 Dimensionamiento y elección

Para poder llevar a cabo el dimensionamiento del sistema de frenos se ha de tener un absoluto conocimiento en todo momento de las fuerzas y pares que actúan a lo largo de los componentes que lo constituyen. Rescatando las expresiones obtenidas en el apartado “dinámica de la frenada” recordamos que el par máximo de frenado que podrá experimentar nuestro vehículo vendrá determinado por el contacto neumático asfalto, justo en el momento inmediatamente anterior a su deslizamiento, por lo que el valor máximo de par de frenado por el rozamiento entre el disco y la pastilla podrá alcanzar dicho valor como máximo para no provocar el bloqueo de las ruedas y sus consecuencias nefastas.

Así, el dimensionamiento vendrá dado por la igualdad entre el par de frenada requerido para detener el vehículo según la dinámica del mismo y el par que es capaz de generar el conjunto de nuestro componentes de freno elegidos, lo cual nos dará como resultado el radio óptimo de los discos de freno y los diámetros convenientes de los pistones de las bombas hidráulicas y las pinzas de freno.

Recordando las expresiones:

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = \mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d$$

$$N_t = F_{f,t} \cdot R_t = \mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t$$

Estas son las expresiones correspondientes al par de frenado que se debe generar según la dinámica del vehículo.

$$N_{frenado,d} = 2 \cdot \mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot A_{pistón} \cdot R_{ef,d}$$

$$N_{frenado,t} = 2 \cdot \mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot A_{pistón} \cdot R_{ef,t}$$

Estas expresiones son las correspondientes al par que el sistema elegido será capaz de proporcionar. Si observamos, están multiplicadas ambas por 2 debido a que es por las dos caras del disco por donde se producirá el rozamiento. Ello nos da a entender que el número de pistones es el número de pistones que tiene cada pinza por cada una de las caras. Por último, están multiplicados por los radios efectivos de los discos de freno y es que como bien sabemos, los discos de freno son coronas circulares que poseen un radio exterior y otro interior y por tanto la nomenclatura de radio efectivo se refiere a la posición del radio donde se concentraría la presión ejercida por los pistones sobre las pastillas y éstas a su vez sobre el disco.

Analizando de dónde salen estas expresiones, vemos en la figura 60 la imagen correspondiente al contacto entre el disco y la pastilla y analizamos sus esfuerzos.

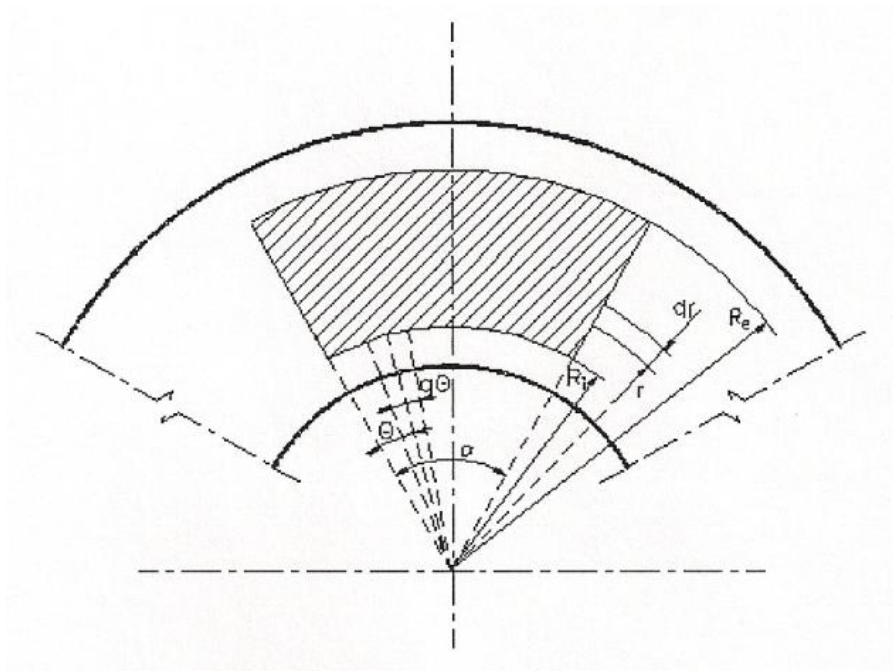


Figura 60. Fuerzas provocadas contacto disco-pastilla.

Para hallar la fuerza total de rozamiento tendremos que hallar, en primer lugar, la fuerza normal que se ejerce sobre el conjunto debido a los pistones de las pinzas de esta manera:

$$dF_n = p \cdot dS = p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta$$

Por lo que integrando:

$$F_n = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \int_{Ri}^{Re} p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = p \cdot \alpha \cdot \frac{(Re^2 - Ri^2)}{2}$$

En cuanto a la fuerza tangencial tenemos:

$$dF_t = \mu \cdot dF_n = \mu \cdot p \cdot dS$$

Integrando:

$$F_t = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \int_{Ri}^{Re} \mu \cdot p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = \frac{\mu}{2} \cdot p \cdot \alpha \cdot (Re^2 - Ri^2)$$

Por lo que el par generado sería:

$$dN = r \cdot \mu \cdot p \cdot dS$$

Integrando:

$$N = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \int_{Ri}^{Re} \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta = \frac{1}{3} \cdot \alpha \cdot \mu \cdot p \cdot (Re^3 - Ri^3)$$

La expresión anterior es para una cara del disco, por lo que por las dos caras quedará:

$$N_{disco} = \frac{2}{3} \cdot \alpha \cdot \mu \cdot p \cdot (Re^3 - Ri^3)$$

Siendo por tanto el radio efectivo:

$$R_{ef} = \frac{N}{F_t} = \frac{2(Re^3 - Ri^3)}{3(Re^2 - Ri^2)}$$

Siendo para todas las expresiones anteriores α el ángulo que abarca la pastilla y p la presión ejercida por los pistones sobre las pastillas.

Con todo ello podemos calcular el diámetro de cada uno de los discos igualando las expresiones de dinámica de la frenada y el par generado por el sistema. Sin embargo,

aquí debemos plantearnos que existen dos opciones de configuración de los frenos para esta competición y es que vamos a resolver los cálculos de dos maneras:

- 1) Para dos discos delanteros exteriores y uno trasero.
- 2) Para dos discos delanteros exteriores y dos traseros interiores.

Un único disco trasero

Igualamos las expresiones para un mismo eje, y en este caso con un único disco trasero, estaremos obligados a distribuir de forma equilibrada el par de frenada creado por el contacto neumático-asfalto en el eje delantero a cada uno de los discos delanteros, por lo que habrá que dividir entre dos dicho valor como se muestra en la siguiente expresión. Sin embargo, el disco trasero tendrá que igualar la totalidad del par de frenado creado en el eje trasero como podemos ver a continuación.

$$\frac{\mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{2} = 2 \cdot \mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot P_{pist,d} \cdot A_{pistón} \cdot R_{ef,d}$$

$$\mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t = 2 \cdot \mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot P_{pist,t} \cdot A_{pistón} \cdot R_{ef,t}$$

Por lo que para conocer los radios efectivos:

$$R_{ef,d} = \frac{\mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{4 \cdot \mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot P_{pist,d} \cdot A_{pistón}}$$

$$R_{ef,t} = \frac{\mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{2 \cdot \mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot P_{pist,t} \cdot A_{pistón}}$$

Por lo que los diámetros efectivos serán:

$$D_{ef,d} = \frac{\mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{2 \cdot \mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot P_{pist,d} \cdot A_{pistón}}$$

$$D_{ef,t} = \frac{\mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{\mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot P_{pist,t} \cdot A_{pistón}}$$

Si introducimos en ellas la expresión del área del pistón obtenemos:

$$D_{ef,d} = \frac{2 \cdot \mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{\mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot P_{pistón,d} \cdot \pi \cdot D_{pistón}^2}$$

$$D_{ef,t} = \frac{4 \cdot \mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{\mu_{pad} \cdot n_{pistones}^o \cdot P_{pistón,t} \cdot \pi \cdot D_{pistón}^2}$$

Nos queda introducir la expresión de $P_{pistón}$ que está condicionada por la bomba de freno y la fuerza a la entrada y salida del pedal, así como también lo está del pedal de freno.

$$P_{pistón} = \frac{F_s}{2 \cdot A_{bomba}} = \frac{F_s \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot D_{bomba}^2} = \frac{2 \cdot F_s}{\pi \cdot D_{bomba}^2}$$

Donde F_s es la fuerza generada a la salida del pedal que corresponde con la expresión:

$$F_s = F_e \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right)$$

Donde F_e es la fuerza generada a la entrada del pedal por el conductor y L_2/L_1 es la relación de pedal.

Aún así nos queda el efecto del repartidor de frenada por lo que según si es el eje delantero o el trasero se le sumará o restará el porcentaje debido al repartidor quedando la expresión final de la presión de cada pistón como:

$$P_{pistón,d} = \frac{2 \cdot F_e \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) (1 + \alpha)}{\pi \cdot D_{bomba}^2}$$

$$P_{pistón,t} = \frac{2 \cdot F_e \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) (1 - \alpha)}{\pi \cdot D_{bomba}^2}$$

Por lo que la expresión final del cálculo de los diámetros efectivos de cada eje quedaría:

$$D_{ef,d} = \frac{D^2_{bomba,d} \cdot \mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{\mu_{pad} \cdot n^o_{pistones} \cdot F_e \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) (1 + \alpha) \cdot D^2_{pistón}}$$

$$D_{ef,t} = \frac{D^2_{bomba,t} \cdot \mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{\mu_{pad} \cdot n^o_{pistones} \cdot \frac{F_e}{2} \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) (1 - \alpha) \cdot D^2_{pistón}}$$

Dos discos traseros interiores

Del mismo modo podemos deducir las expresiones de este segundo caso, sólo que sin necesidad de volver a repetir los cálculos, lo único que cambia en este caso es que la expresión de la dinámica en el eje trasero también deberá ir dividida por dos, ya que ahora sí que existen dos discos traseros. De esta manera las expresiones finales quedarían iguales entre sí sólo teniendo en cuenta que una es para el eje delantero y otra para el trasero para la transferencia de cargas en el movimiento de cabeceo y para el efecto que realiza el repartidor de frenada.

$$D_{ef,d} = \frac{D^2_{bomba,d} \cdot \mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{\mu_{pad} \cdot n^o_{pistones} \cdot F_e \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) (1 + \alpha) \cdot D^2_{pistón}}$$

$$D_{ef,t} = \frac{D^2_{bomba,t} \cdot \mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{\mu_{pad} \cdot n^o_{pistones} \cdot F_e \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) (1 - \alpha) \cdot D^2_{pistón}}$$

Comparando las expresiones de los diámetros efectivos de los discos en los ejes traseros para uno y otro caso, podemos observar que en el caso de llevar un único disco para una misma entrada de fuerza en el pedal éste resultaría el doble de diámetro que en el caso de llevar dos discos traseros interiores.

Para nuestro estudio, en el que el vehículo no está definido en su totalidad por ser este el comienzo de participación de la universidad en la competición, nos vemos obligados a partir de un vehículo conceptual donde se han supuesto valores para estas variables y que se encuentran en el rango habitual para este tipo de vehículos. De esta manera, para realizar los cálculos hemos tomado los siguientes datos:

DATOS	Símbolo	Magnitud	Unidades
Masa total del vehículo	P	230	Kg
Masa en el eje delantero	Pd	120	Kg
Masa en el eje trasero	Pt	110	Kg
Batalla	L	1540	mm
Altura del cdg con conductor	hcdg	250	mm
Diámetro del neumático	Rd,Rt	520	mm
Diámetro de la llanta	DII	330	mm
Adherencia neumático-asfalto	μ	1,6	
Aceleración máxima	a_v	15,68	$\frac{m}{s^2}$

Tabla 9. Datos para cálculos.

Con estos valores se han obtenido los pares de frenado máximo consecuencia del contacto neumático-asfalto, sustituyendo en las expresiones anteriormente demostradas:

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = \mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d = 1,6 \cdot \left[120 \cdot 9,8 + \left(\frac{15,68}{9,8} \right) \cdot \left(\frac{250}{1540} \right) \cdot 230 \cdot 9,8 \right] \cdot \frac{520}{2} \cdot 10^{-3} = 732,76 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N_d = F_{f,t} \cdot R_t = \mu \cdot \left[P_t + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t = 1,6 \cdot \left[110 \cdot 9,8 - \left(\frac{15,68}{9,8} \right) \cdot \left(\frac{250}{1540} \right) \cdot 230 \cdot 9,8 \right] \cdot \frac{520}{2} \cdot 10^{-3} = 204,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

De esta manera, una vez definido el proceso de dimensionamiento y adquirido un total conocimiento del funcionamiento del sistema podemos decir que el sistema de frenos será diseñado para ser ligero, asegurando unas altas prestaciones y adaptado a las exigencias del conductor, de tal forma que consigamos el objetivo de que le sea transmitida una continua sensación de seguridad y control para así inspirarle una total confianza que le permita exprimir al máximo las prestaciones del vehículo llevándolo al límite durante su conducción.

Como ya habíamos mencionado anteriormente, no se puede diseñar cada elemento del sistema de frenado independientemente ya que se trata de un todo en el que cada uno de esos componentes depende del resto. Pero como hay que comenzar, parece buena idea empezar por el material de fricción. Los cortos recorridos y duración

de las pruebas en la competición hacen necesario la elección de un compuesto que pueda funcionar desde temperaturas ambiente hasta las máximas temperaturas, así los problemas de pérdida de eficacia a causa de la temperatura serán poco importantes, y nos permitirán, por esta razón, elegir unas pastillas de freno que posean una forma, superficie y espesor reducidos.

La elección de un determinado material de fricción influirá en gran medida en las posibilidades de elección de la pinza de freno. En este caso, éstas serán seleccionadas en base a los datos disponibles y a las fuerzas de fricción provocadas por el contacto neumático-asfalto, de tal manera que intentemos que el conductor pueda frenar constantemente al límite de adherencia.

Recordamos que nuestras metas de diseño son alcanzar una desaceleración máxima de 1,6g hasta el límite de adherencia del neumático a través de un sistema lo más ligero posible a la vez que proporcione una apropiada distribución de fuerzas entre ambos ejes que asegure la estabilidad y control del vehículo.

Para ello, se ha procedido a combinar conjuntos de elementos que los proveedores han puesto a nuestra disposición mediante catálogos y consejos. Así en una hoja de Excel se ha llevado a cabo un algoritmo de cálculo para dimensionar los discos de freno según las expresiones anteriormente explicadas. Debemos mencionar que todas las variables de estas expresiones son tomadas de las características de cada uno de los elementos de los catálogos, sin embargo, la fuerza a la entrada en el pedal es algo que debemos suponer y establecer un valor razonable para alcanzar nuestros objetivos.

Hemos tomado como valor de entrada en el pedal una fuerza de 215 N ya que los valores entre los que se suele mover esta cifra para este tipo de competición se sitúa entre 250 y 300 N, asegurando así que aunque el conductor pueda hacer de sobra este esfuerzo en un momento puntual, tampoco se verá fatigado a lo largo de las pruebas en las que se requerirá repetirlo a lo largo de toda la competición.

Por otro lado, tenemos que recalcar el parámetro de la relación de pedal que hemos escogido. Para ello existen dos caminos: obtenerlo de catálogos de pedales para estas aplicaciones, ya que es un dato que facilita el fabricante, o fabricar nosotros nuestro propio pedal eligiendo las dimensiones y la relación de pedal que más convenga.

Como se trata de la primera vez que se realiza este proyecto, se ha intentado obtener la mayoría de los componentes de los catálogos facilitados por los fabricantes pero en nuestro caso, se ha considerado conveniente diseñar y fabricar el pedal nosotros mismos debido a varios problemas con los que nos hemos encontrado en el mercado. Y es que, a la hora de buscarlos, nos hemos encontrado con que los pedales existentes en el mercado tienen una longitud demasiado grande para lo que realmente necesitamos. Lo que queremos es un pedal no muy largo que se adapte bien al conductor. La longitud ideal para este elemento la hemos estimado en unos 20 cm y el problema que nos encontramos en el mercado es, o bien que son demasiado largos (27 cm aproximadamente), o demasiado caros. Por todo ello fabricaremos nuestro propio pedal cumpliendo las condiciones del reglamento de la competición y con las medidas deseadas. Con lo que para hacer los cálculos se ha elegido una relación de pedal de 4,15:1 lo cual es un valor bastante razonable para este tipo de competición en el que la relación de pedal suele estar en torno a 4:1.

El resto de componentes del sistema se han adquirido a través de los diferentes distribuidores y fabricantes como son:

- 1) AP Racing: marca inglesa líder a nivel mundial en el desarrollo y fabricación de componentes propios de sistemas de freno y embragues de competición, los cuales poseen un amplio catálogo de posibilidades, adaptado a cubrir la totalidad de necesidades de cualquier competición de motor, incluida la Formula 1.
- 2) Ferodo: empresa líder en el mercado mundial de elementos de fricción, es símbolo de tecnología, seguridad y confianza con más de 100 años de experiencia en competición.
- 3) Grimeca: empresa italiana líder del mercado en la industria de la motocicleta por concretarse importantes suministros de los principales fabricantes de motocicletas y scooters. En concreto, Grimeca ha centrado sus actividades en el desarrollo industrial y la producción de piezas fundidas en aleaciones ligeras para los marcos, llantas de aleación, bombas y pinzas de freno, bujes, discos de freno, sistemas de frenos y, en general para los productos clasificados como "de alto riesgo ". Ellos serán nuestros proveedores de discos de freno.
- 4) Goodridge: Esta compañía es líder mundial en la conducción de fluidos, estando no sólo presente en todos los países y campeonatos, sino que es complicado que

cualquier vehículo de competición no lleve algún producto de esta compañía. Por eso serán ellos nuestros proveedores de conductos y latiguillos de frenos.

Con todo ello empezamos a elaborar la hoja Excel en la que indicamos, combinamos y relacionamos cada uno de los valores y características necesarios para el dimensionamiento de los discos de freno tanto para la solución de dos discos delanteros exteriores y uno trasero en el diferencial como la de dos discos delanteros exteriores y dos traseros interiores.

Después de este proceso de búsqueda del conjunto óptimo de componentes para nuestro vehículo obtuvimos varias soluciones que merecen la pena estudiar por separado y analizar a fin de adoptar la que más se adapta a nuestras exigencias.

6.3.3 Posibles soluciones

En este apartado realizaremos el análisis de las distintas soluciones que anteriormente mencionábamos. En la tabla 10 podemos ver un resumen de las características más importantes de cada uno de los componentes que, en conjunto, forman cada una de dichas soluciones [12][14].

			SOLUCIONES			
			1	2.A	2.B	3
EJE DELANTERO	Pinza	Nº pistones/cara	1	1	1	2
		Diámetro pistón (mm)	44,5	44,5	44,5	33,91
		Masa (Kg)	1,1	1,1	1,1	0,5
	Pastillas	Coefficiente de fricción	0,43	0,43	0,43	0,5
	Discos	Diámetro externo (mm)	267	220	240	280
	Bomba	Diámetro pistón (mm)	16,8	14	16,2	20,2
EJE TRASERO	Pinza	Nº pistones	2	1	1	2
		Diámetro pistón (mm)	25,4	44,5	44,5	25,4
		Masa (Kg)	0,5	1,1	1,1	0,5
	Pastillas	Coefficiente de fricción	0,41	0,43	0,43	0,5
	Discos	Diámetro externo (mm)	220	220	240	220
	Bomba	Diámetro pistón (mm)	16,8	14	16,2	18,8
COMÚN	Repartidor		0,3	0,56	0,56	0,3
PRESUPUESTO	PRECIO (€)		2540	2454	2454	

Tabla 10. Soluciones.

Análisis solución 1

Esta solución a nivel técnico parece bastante interesante ya que obtendríamos un sistema que tendría en el eje delantero unos discos de un diámetro exterior de 267mm que, dado que es menos de las 13” que posee la llanta, no tendremos problema. Y en el eje trasero irían dos discos de diámetro 220mm lo cual se trata de un par de discos menores que los delanteros, lo que nos aligerará peso y no necesitaremos tanto espacio para alojarlos.

Sin embargo observamos que en el eje trasero cada pinza posee por cara dos pistones, y dado que hemos analizado tan de cerca la importancia del eje delantero en la dinámica de la frenada, es bastante lógico pensar que si le hemos puesto pinzas de 4 pistones al eje trasero por qué no al delantero. O al revés, poner pinzas delantera y traseras con un pistón por cara. Pues bien, esto será lo que analicemos en las siguientes soluciones.

Otro factor a tener en cuenta de esta primera solución es el presupuesto total al que asciende la misma. Esta cantidad asciende a unos 2540€ con los componentes anteriormente citados, es decir, sin pedal, latiguillos, depósitos ni cable del repartidor.

Análisis solución 2.A

En esta solución podría parecer buena a priori ya que resultan los 4 discos de igual tamaño y bastante reducido además con todos los elementos iguales. Sin embargo para poder adoptarla, necesitamos unas bombas de diámetro 14mm lo cual puede resultar excesivamente pequeño ya que disminuirá el caudal que se transmite a través de las bombas y podemos tener problemas con el pedal, ya que podría hacer que éste tuviera un recorrido demasiado largo para realizar la frenada. Por lo que podríamos intentar buscar una solución similar con diámetros de bombas mayores. Esto es lo que estudiaremos en la solución B.

Análisis solución 2.B

Esta solución sí se podría adoptar ya que el problema de la bomba lo hemos solucionado, sin embargo para ello hemos tenido que poner unos discos de diámetro mayor que, aunque se adaptan mejor a las pinzas que la solución A, harán que el peso del conjunto aumente tanto por elegir un mayor diámetro de los discos como por poner unas pinzas que pesan algo más del doble que las de doble pistón. El precio de esta opción b asciende a 2454€ lo cual resulta un poco más barato que la solución 1 pero probablemente no compensen los resultados por ahorrar esa pequeña cantidad.

Análisis solución 3

En este caso, contemplamos el poner pinzas de doble pistón en el eje delantero y en el trasero, con el repartidor al 30% obtenemos los siguientes resultados:

Esta solución es la más idónea. Presenta varias ventajas con respecto al resto de opciones. En primer lugar, las pinzas delanteras son pinzas de altísima calidad de tipo monobloc lo que quiere decir que están constituidas por una única pieza, de esta manera, serán más rígidas consiguiendo, a diferencia de las que no son monobloc, que no tiendan a abrirse por la presión de los pistones al disco y así conseguiremos mayor efectividad de frenado. Por otro lado, las bombas elegidas para este sistema (aunque para cada eje tienen diámetro de pistón distinto) son las bombas modelo CP6465 que son de tipo “pull” lo cual quiere decir que el método de trabajo de las mismas consiste en que su pistón es tirado por el empujador en vez de empujado, aunque la mayor ventaja reside en que poseen un diseño muy compacto ya que este tipo de bombas suelen ir situadas debajo de los pies del piloto ya que para trabajar de manera inversa al resto de bombas convencionales tienen que ir situadas por delante del pedal y no por detrás como en el resto de soluciones planteadas. Además, poseen un sistema móvil de sujeción ya que solo van ancladas por el extremo contrario al empujador, con lo que conseguiremos que la bomba trabaje de manera directa con respecto al repartidor ya que cuando ajustamos este repartidor, él mismo se cruza para atacar más a una bomba u otra, como ya explicábamos anteriormente. Por lo que este cruce crea en ocasiones que el empujador trabaje de manera no lineal respecto al pistón de la bomba. Con este sistema lo que se consigue es que la propia bomba gire con el empujador así, aunque

tengamos un ángulo muy agresivo, el empujador siempre ataca el pistón de manera lineal. En definitiva, ganaremos un mejor tacto del piloto con el pedal ya que no existe un “tope” mecánico en el recorrido y sobre todo aseguramos que la fuerza que ejerce el piloto es la misma que va al pistón de la bomba y seguidamente a la pinza. Como ya hemos comentado, se trata de material de altísima calidad que es utilizado en competiciones como Moto2 o Superbike.

Sin embargo, para nuestro proyecto esta elección presenta un gran problema y es que el presupuesto es demasiado elevado. Solo cada una de las pinzas delanteras valen 1200€ sin IVA y cada una de las bombas se encuentra en torno a los 300€ + IVA lo cual es un precio demasiado elevado para esta competición.

6.3.4 Conclusión

En vista del análisis de cada una de las soluciones anteriormente planteadas también se ha barajado la opción de una cuarta solución, dado que también se han realizado los cálculos, la cual consiste en un único disco trasero acoplado al diferencial. Si bien es cierto que esta solución abarataría costes tenemos los problemas que ya hemos mencionado anteriormente y es que supondría generar en el propio diferencial unos esfuerzos puntuales bastante brutos que influirían en vibraciones, desgaste de los elementos del diferencial e incluso se iría produciendo fatiga a lo largo de las frenadas. También, si alguno de los latiguillos que van a esta pinza trasera fallara, nos quedaríamos sin control sobre el eje trasero en la frenada.

Con todo ello debemos sopesar las ventajas e inconvenientes que plantean cada una de las soluciones aportadas por lo que en primer lugar desecharemos la opción de poner un único disco en el eje trasero debido a los inconvenientes que plantea. Entre el resto de opciones en las que siempre planteamos situar dos discos traseros interiores, elegiremos la solución 1 dado que presenta unas dimensiones bastante buenas, un precio asequible y buenas condiciones técnicas. Sin embargo, hay que hacer hincapié en la solución número 3 ya que no es posible adoptarla por su elevado presupuesto pero técnicamente, entre ellas, es una solución muy atractiva. Como podemos ver se ha tratado de un proceso para nada directo sino que según se han ido planteando soluciones

han surgido dudas y problemas que nos han llevado a realizar otro proceso de selección hasta dar con el mejor candidato.

	VENTAJAS	INCONVENIENTES
SOLUCIÓN 1	<ul style="list-style-type: none"> • Buenas dimensiones de los discos • Precio asequible • Pinzas traseras muy ligeras y de doble pistón 	<ul style="list-style-type: none"> • Pinzas delanteras más pesadas y de simple pistón
SOLUCIÓN 2.A	<ul style="list-style-type: none"> • Discos homogéneos y de diámetro pequeño • Precio asequible • Pinzas homogéneas 	<ul style="list-style-type: none"> • Pinzas más pesadas • Menor adaptación disco-pinza • Diámetro de bomba muy pequeño
SOLUCIÓN 2.B	<ul style="list-style-type: none"> • Discos homogéneos y de diámetro pequeño • Precio asequible • Pinzas homogéneas • Buenas dimensiones de los discos 	<ul style="list-style-type: none"> • Pinzas más pesadas • Menor adaptación disco-pinza
SOLUCIÓN 3	<ul style="list-style-type: none"> • Pinzas traseras y delanteras muy ligeras • Pinzas monobloc • Material de altísima calidad • Bombas movibles 	<ul style="list-style-type: none"> • Precio

Tabla 11. Comparativa de soluciones.

Capítulo 7

Características de cálculo del sistema elegido

En este apartado iremos detallando las características de cada uno de los elementos que componen nuestro sistema de frenado elegido, como ya hemos dicho, en la solución 1.

7.1 PASTILLAS DE FRENO

Es importante a la hora de elegir este elemento que podamos conseguir un coeficiente de fricción elevado pero sobre todo que este se mantenga en el mayor amplio rango de temperaturas posible para así poder minimizar la posible aparición de “fading” y que de esta forma nos permita producir una mayor fuerza de fricción con una menor presión del circuito hidráulico. Por lo que dentro de las opciones que hemos barajado en la elección del sistema, siempre que sea adaptable a nuestra pinza de freno, hemos elegido unas pastillas Ferodo con un material de fricción DS1.11 que nos proporciona un coeficiente de fricción de 0,43; catalogada bajo el código FCP825W, modelo que es distribuido por AP Racing bajo la familia de pastillas CP2399D43. Estas

pastillas poseen un rango de temperaturas de 0 a 650°C en el que se considera un buen funcionamiento de las mismas. En la figura 61 podemos ver la gráfica que caracteriza a estas pastillas [14].

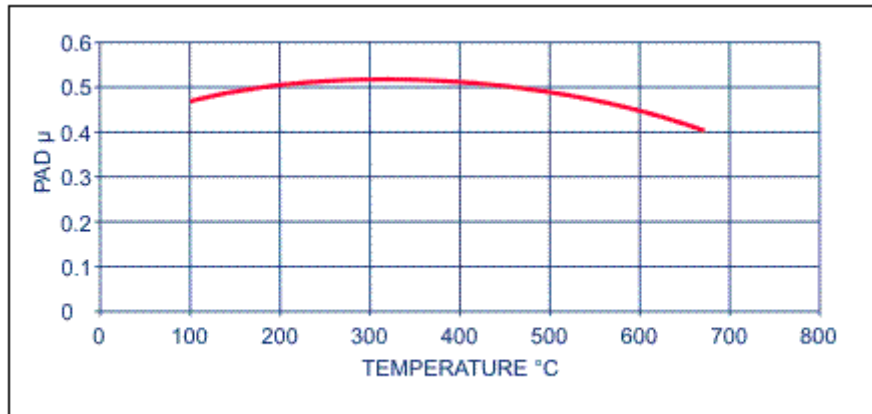


Figura 61. Gráfica característica pastillas de las pinzas delanteras.

En cuanto a las pastillas de las pinzas del eje trasero, se trata de unas pastillas AP Racing con un material de fricción RQ3 que nos proporciona un coeficiente de fricción de 0,41; catalogada bajo el código CP4226D27-RQ3 pertenecientes a la familia CP4226. Estas pastillas poseen un rango de temperatura, bajo el que se considera un buen funcionamiento de las mismas, de 0 a 350°C. Este rango puede parecer pequeño pero son utilizadas en competición sin ningún tipo de problema, además debemos recordar que se trata del eje trasero y que la frenada no será tan extrema como en el delantero. En cuanto a estas pastillas tenemos que decir que son unas pastillas de dimensiones reducidas en concreto tienen el aspecto de la figura 62, y al tratarse de pastillas para una pinza de dos pistones cada pistón poseerá su propia pastillas, necesitando 4 para completar una pinza completa.

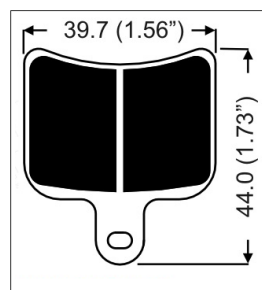


Figura 62. Pastillas eje trasero.

7.2 PINZAS DE FRENO

Para el eje delantero se han elegido dos pinzas de freno CP2577-3E0, se trata de unas pinzas de simple pistón que poseen un peso de 1,1 Kg y unas dimensiones inferiores a otras soluciones que podríamos adoptar. Estas pinzas están diseñadas para alojar un disco de diámetro externo máximo de 267mm y un espesor de 9,7 mm. Las hemos seleccionado para un diámetro de pistón de 44,5 mm [14].

Para el eje trasero se han elegido dos pinzas CP4227-2S0, las cuales se trata de unas pinzas de doble pistón que poseen un peso de 0,5 Kg, por lo que podemos decir que son bastante ligeras, y unas dimensiones aún menores que las pinzas correspondientes al eje delantero. Estas pinzas están diseñadas para alojar un disco de 220 mm de diámetro exterior máximo y un espesor de 4mm. Se encuentran disponibles para un diámetro de pistón de 25,4 mm.

9.3 BOMBAS DE FRENO

Se han elegido dos bombas iguales de freno para ambos circuitos hidráulicos debido a su perfecta adaptación y funcionamiento en las condiciones requeridas, de tal modo que se minimice además la variedad de piezas, y se simplifique su posterior estudio. De esta forma dentro del catálogo de AP Racing existe una amplia variedad de bombas y estas a su vez con una amplia variedad de aplicaciones. Así, se ha optado por la familia de bombas CP2623 de dimensiones muy compactas y reducido peso especialmente apropiada en aquellas aplicaciones con restricciones de espacio. Posee un accionamiento muy rápido al requerir un corto viaje del vástago para cortar el circuito y así presurizar el líquido. Se encuentra disponible en 10 diámetros de pistón y 4 longitudes de vástago diferentes. Para nuestra elección necesitamos unas bombas de freno CP2623-905PRT115 con un diámetro de pistón de 16,8 mm cada una y con una longitud de vástago de 115 mm [14].

7.4 PEDAL DE FRENO

Como ya avanzábamos anteriormente, fabricaremos nosotros mismos nuestro propio pedal de freno acorde con nuestras exigencias, las cuales requieren que no sea un pedal excesivamente largo, que sea robusto y posea una relación de pedal establecida en 4,15:1. Las dimensiones que se han considerado oportunas es que el pedal, si es montado sobre el suelo, no tenga una longitud mayor a 20 cm aproximadamente. Como ya mencionamos en apartados anteriores, los pedales que se nos ofrecen en el mercado poseen una longitud en torno a 26 ó 27 cm lo cual parece innecesario tratándose de una pieza relativamente sencilla que podemos adaptar nosotros mismos a nuestros gustos y exigencias. Es cierto que se puede encontrar alguno de longitudes inferiores, en torno a los 23 cm, que nos podrían valer, sin embargo, el precio de estos es excesivo, por lo que finalmente fabricaremos nuestro propio pedal adquiriendo planchas de aluminio, puesto que la normativa exige ciertos materiales entre los que se encuentra el aluminio, y lo mecanizaremos hasta obtener la pieza que deseamos acorde al diseño que se ha realizado y que se mostrará más adelante en el apartado de modelización en Solid Edge y planos.

Por tanto, en estas condiciones obtenemos unos valores propios de cada elemento que nos permitirán dimensionar a través de las expresiones anteriormente expuestas el valor de los diámetros efectivos de los discos de freno que requeriremos para estos componentes.

En la tabla 12 recopilamos los datos de entrada para el cálculo de dichos discos de freno que obtendremos con solo sustituir estos valores en las expresiones de cálculo.

CARACTERÍSTICAS	
$D_{\text{bomba,d}}$	16,8 mm
$D_{\text{bomba,t}}$	16,8 mm
$D_{\text{pistón,d}}$	44,5 mm
$D_{\text{pistón,t}}$	25,4 mm
L_2/L_1	4,15:1
$\mu_{\text{pad,d}}$	0,43
$\mu_{\text{pad,t}}$	0,41
F_e	215 N
$n^{\circ}_{\text{pist,d}}$	1
$n^{\circ}_{\text{pist,t}}$	2
α	0,3

Tabla 12. Datos.

Por lo que sustituyendo estos datos en las expresiones anteriormente explicadas obtenemos unos diámetros efectivos de los discos de:

$$D_{ef,d} = 209,39 \text{ mm}$$

$$D_{ef,t} = 175,02 \text{ mm}$$

Diámetros efectivos que concuerdan perfectamente con los discos ya mencionados en la explicación de la solución 1. Los discos para el eje delantero serán uno Grimeca DR152 macizos perforados cuyo diámetro efectivo es de 209 mm y 267 mm de diámetro exterior con un espesor de 5 mm, y para los discos traseros tenemos unos discos macizos perforados Grimeca DR031 cuyo diámetro efectivo es de 172,98mm y 220 mm de diámetro exterior con un espesor de 4 mm. Si observamos se trata justo del diámetro exterior para el que han sido diseñadas las pinzas que hemos escogido, consiguiendo así una máxima adaptabilidad [12].

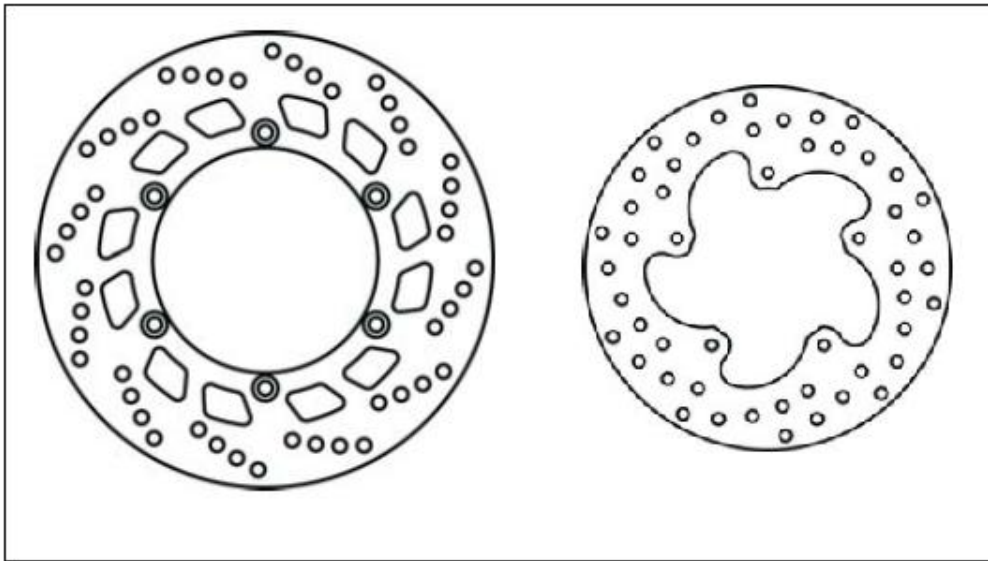


Figura 63. Discos Grimeca delantero (izquierda) y trasero (derecha).

7.5 SISTEMA HIDRÁULICO

Como hemos ido viendo a lo largo del dimensionamiento de los componentes de nuestro sistema de frenado, cuyo proceso resulta muy interesante y que se recomienda seguir para obtener una conciencia clara de la solución que finalmente se ha adoptado con su correspondiente justificación, podemos resumir que nuestro sistema de frenado estará formado por un doble circuito hidráulico independiente para cada eje del vehículo, presurizados a través de 2 bombas de freno, una para cada circuito, y montadas con sus respectivos depósitos de líquido de freno. Para su accionamiento se diseñará un pedal de freno acorde con los criterios descritos con anterioridad. Dicho elemento transmitirá el esfuerzo de frenada proporcionado por el piloto a través del repartidor de frenada ajustable desde la posición del conductor y que permitirá regular la distribución de presiones en cada circuito.

Para el circuito delantero se ha optado por la instalación de un sistema disco-pinza de freno independiente para cada rueda debido a su capacidad direccional. En el caso del circuito trasero se ha optado por un sistema que posee dos discos interiores colocados sobre los palieres a la salida del diferencial que frenará cada uno de los semiejes del tren trasero.

Por lo que nuestro sistema de frenado del prototipo de Formula SAE de la UC3M, estará constituido por cuatro grupos de frenos, dos iguales para el tren delantero y otros dos diferentes de estos primeros para el tren trasero, dispuestas en el espacio según las dimensiones del vehículo, y unidos por circuitos hidráulicos que transmitirán las presiones a la salida de las bombas de freno hasta los pistones de accionamiento de las pinzas de freno. Así también instalaremos un conjunto del pedal de freno situado en el interior del habitáculo del piloto según las normas impuestas por el reglamento y situado a una distancia adaptada a la morfología particular del conductor. Esta disposición la podemos observar en la figura 64 obtenida a partir de la modelización que se ha realizado de la totalidad de los componentes que lo forman, con la ayuda de la herramienta informática Solid Edge V19.

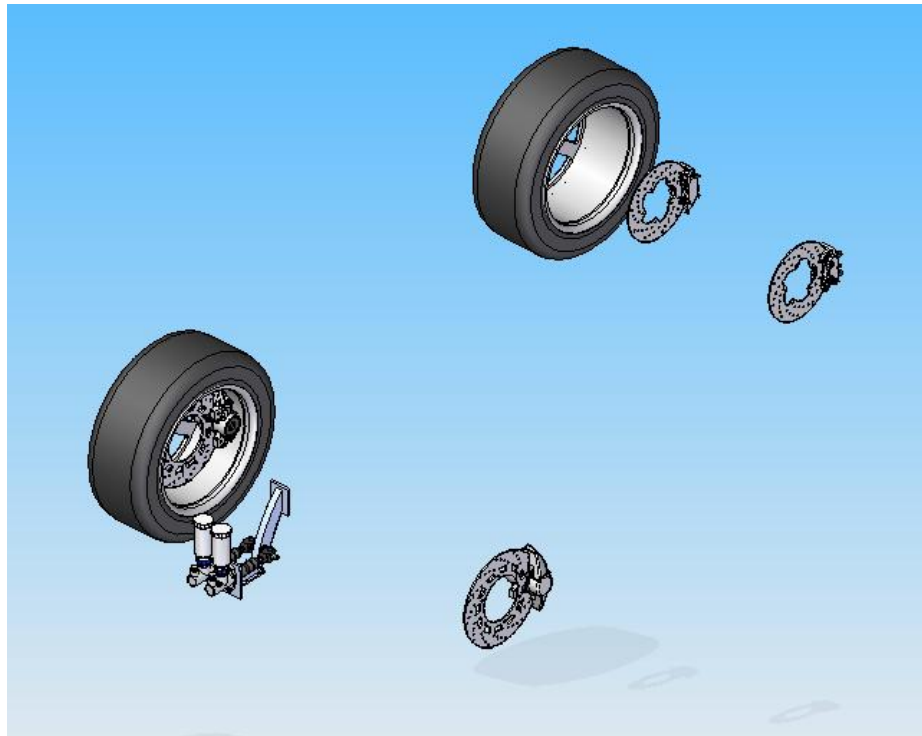


Figura 64. Disposición sistema de frenado.

Pero aún nos falta definir los circuitos hidráulicos que transmitirán estas presiones interconectando todos los elementos del sistema. Para la elección de sus componentes se ha recurrido a la empresa Goodridge debido a su amplia variedad de productos adaptables a nuestros diferentes elementos a conectar [13].

De esta forma podemos distinguir dos circuitos hidráulicos conectados cada uno a cada una de las bombas que incorporará nuestro vehículo, y que por ser el mismo modelo resultará indiferente su distribución. Hemos optado por asignar la bomba izquierda, desde la posición del conductor, para presurizar el circuito delantero y la bomba derecha para el trasero en este caso.

El objetivo de este apartado es el de conectar a través de un conjunto de conectores, manguitos o conductos el orificio de salida de nuestras bombas de freno que poseen una rosca $3/8'' \times 24\text{UNF}$. Este proceso lo detallaremos a continuación distinguiendo en cada caso, el circuito del que se trata, delantero o trasero.

Circuito delantero

Este circuito debe conducir la presión hidráulica de forma simultánea y equilibrada a ambas pinzas de freno situadas en cada una de las ruedas delanteras del vehículo y todo ello partiendo de una única bomba como se observa en a figura 65.

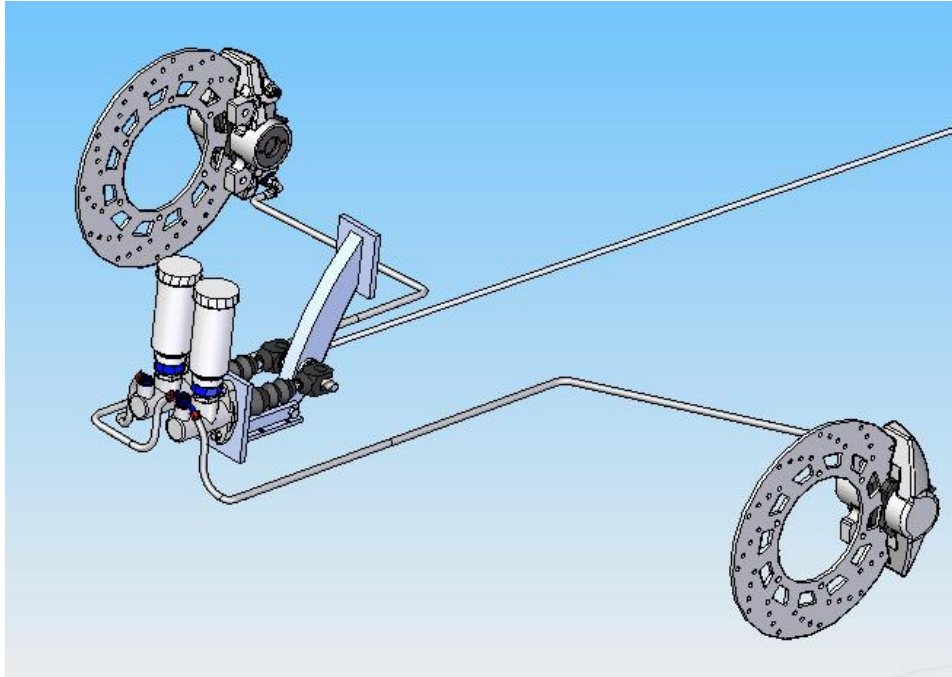


Figura 65. Circuito delantero.

Por lo que nos vemos obligados a realizar una bifurcación en algún punto del circuito. Lo más lógico es hacerla justo a la salida de la bomba a través de un conector que el fabricante denomina “Double banjo bolt JIC/UNF” y que instalaremos en el mismo orificio de salida de la bomba de freno. Este elemento, al poseer dos orificios en el mismo para la salida de fluido, posibilita fijar uno de los dos extremos de cada uno de los manguitos que se dirigirán a cada una de las pinzas de freno y que corresponde con un modelo de conector denominado “45° banjo extended neck”. La configuración de estos dos elementos la podemos ver en la figura 66.

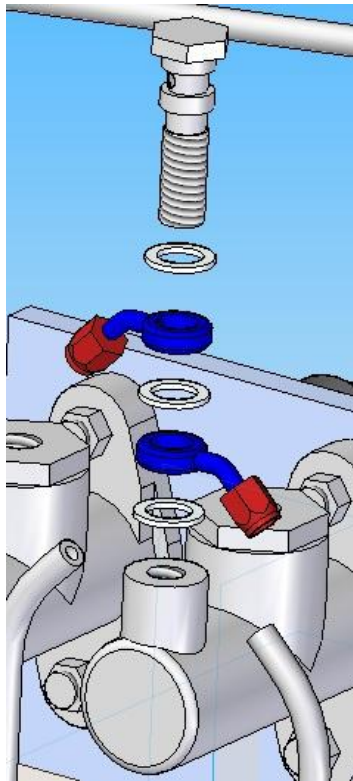


Figura 66. Conectores bomba circuito delantero.

Los manguitos utilizados en esta instalación deben ser flexibles, debido a que van fijados sobre las manguetas delanteras del vehículo hasta las pinzas de freno, elementos todos ellos móviles. Debido a ello, elegiremos un conducto flexible denominado “PTFE Hose” que hemos aproximado una longitud de unos 700 mm para cada una de las pinzas, debido a la resistencia del Teflon a altas temperaturas, ataque químico, a la absorción de agua y a su bajo coeficiente de fricción, siendo este el más bajo de todos los materiales sólidos ($<0,1$), este conducto está recubierto por una malla de acero inoxidable trenzado para protegerlo y darle mayor resistencia a su parte externa. Además posibilita una gran adaptabilidad de conectores que nos permitirá elegir aquellos que mejor se ajusten a nuestras necesidades. El elemento “45° banjo extended neck” ya trae incorporado en uno de sus extremos un elemento denominado “socket” que se adapta perfectamente al tubo flexible de teflón que hemos elegido por lo que entre sí conectan perfectamente. El otro extremo que irá conectado a la pinza, lo hará mediante el componente denominado “90° Swept tube female concave seat” el cual posee un socket para poder conectarlo al tubo, por uno de sus extremos, y una rosca hembra 3/8” X 24 UNF que irá conectada a la pinza delantera de freno mediante un

adaptador macho/macho denominado “Equal male” que posee una rosca en ambos extremos de 3/8” X 24 UNF adaptándose de esta manera a la entrada hidráulica de nuestras pinzas delanteras que poseen esa rosca. La figura 67 nos muestra la conexión a la misma.

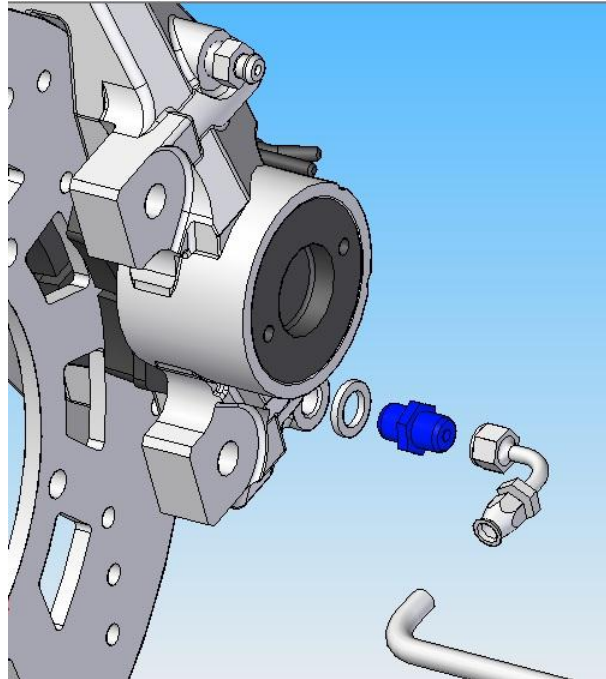


Figura 67. Conexión en pinzas delanteras.

Circuito trasero

En la instalación del sistema de conductos y latiguillos para los conjuntos de frenado traseros, se nos plantean mayores dificultades. Si bien es cierto que podríamos realizarlo de una manera similar a la instalación del circuito delantero cambiando únicamente el último conector, ya que la rosca de las pinzas traseras es diferente a la de las pinzas delantera, y alargando la longitud del tubo de teflón, preferiremos instalar en gran parte del recorrido un tubo rígido denominado “Hardline stainless steel 836” hecho de acero inoxidable estirado en frío que soportará unas presiones elevadas y que además reducirá la incomodidad de amarrar un conductor flexible como es el de teflón a lo largo de todo el vehículo, por tanto lo tomamos como solución para mejorar el comportamiento del sistema de frenos, reduciendo la conformidad, así como mejorará el aspecto de la instalación. Aunque es cierto que esta solución implicará utilizar un mayor número de conectores.

Para el resto de la instalación emplearemos tubo flexible con el fin de conectar los extremos tanto a la bomba de freno como a las pinzas traseras. Debemos recordar que estamos conectando continuamente masas suspendidas con masas no suspendidas del vehículo por lo que no podemos utilizar íntegramente tubo rígido en la instalación.

El método de conexión de nuestro primer tramo de conducto a la bomba de freno resulta similar al empleado en el circuito delantero. En este caso utilizaremos un conector simple que va a la bomba denominado “Single banjo bolt UNF” de donde saldrá un conector como el usado en la configuración anterior denominado “45° Banjo extended neck” al cual también irá conectado un tramo de tubo flexible “PTFE Hose” de largo aproximado de 160mm. En su otro extremo irá acoplado un conector denominado “Straight male convex seat” el cual se trata de un conector que en el extremo que va acoplado al tubo flexible lleva incorporado un elemento socket y en su otro extremo tiene una conexión tipo macho de rosca 3/8” X 24. Es entonces cuando conectaríamos un tramo de tubo rígido de aproximadamente 1650 mm de longitud. Pero para ello debemos dotarle de unos socket adecuados para conectarlo con el elemento anterior. Este conector se denomina “Female tube Nut” y colocaremos dos, uno en cada extremo del tubo rígido. De esta manera, el tubo rígido quedaría conectado al flexible y este a su vez de los conectores que van a la bomba como se muestra en la figura 68.

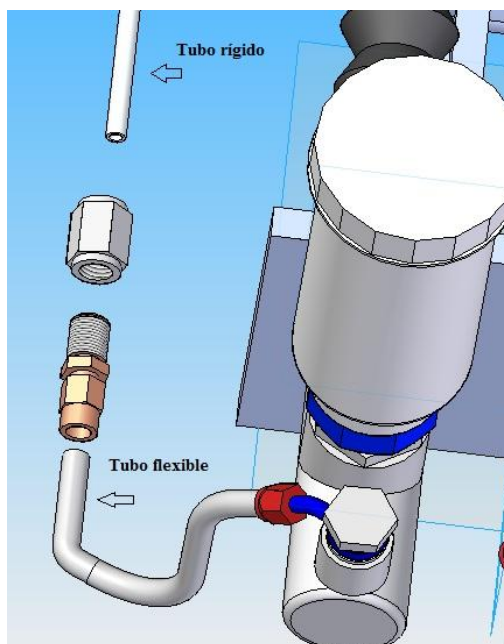


Figura 68. Unión tubo flexible con tubo rígido.

Continuamos para realizar la conexión a cada una de las pinzas traseras, como en nuestro caso tenemos dos pinzas de freno, debemos bifurcar en este momento los conductos que conducirán el líquido de freno a cada una de ellas. Para ello optaremos por incluir un conector en T que nos permita bifurcar este flujo. Este elemento es denominado “Male Tee” y consiste en una “T” compuesta por 3 machos con una rosca de 3/8” X 24. A partir de aquí se nos plantea un nuevo problema y es que las pinzas traseras que hemos elegido poseen cada una dos entradas hidráulicas, una para cada pistón, por lo que necesitaremos bifurcar nuevamente el circuito. Para ello dispondremos de un conector denominado “Re-usable Tee fitting with male JIC/UNF”. Este conector es un tipo de “T” especial ya que por uno de sus tres extremos, el de entrada está compuesto por un macho de rosca 3/8” X 24 y que en los otros dos extremos, que son los que forman la bifurcación son conectores tipo socket que se adaptan directamente al tubo flexible que hemos utilizado en las conexiones anteriores. Pero para unir este elemento al conector en “T” de la primera bifurcación necesitamos un conector hembra/hembra denominado “Adaptor swives female coupling”.

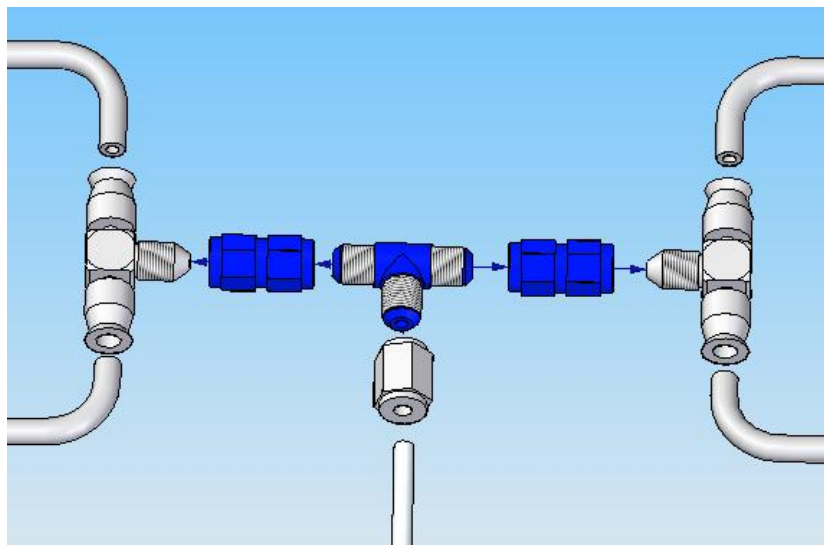


Figura 69. Bifurcación pinzas traseras.

De esta segunda bifurcación, para cada pinza, conectaremos al último elemento en “T” dos tramos, en cada una de las salidas, de tubo flexible de unos 700 mm de longitud. A cada uno de estos tramos irán unidos un conector denominado “Banjo Straight extended neck” que por un extremo se adaptan perfectamente al tubo flexible y por el otro poseen un anillo que irá conectado mediante un elemento denominado

“Single banjo bolt metric” a la pinza de freno trasera. De esta manera esta última parte del circuito trasero quedará como se observa en la figura 70.

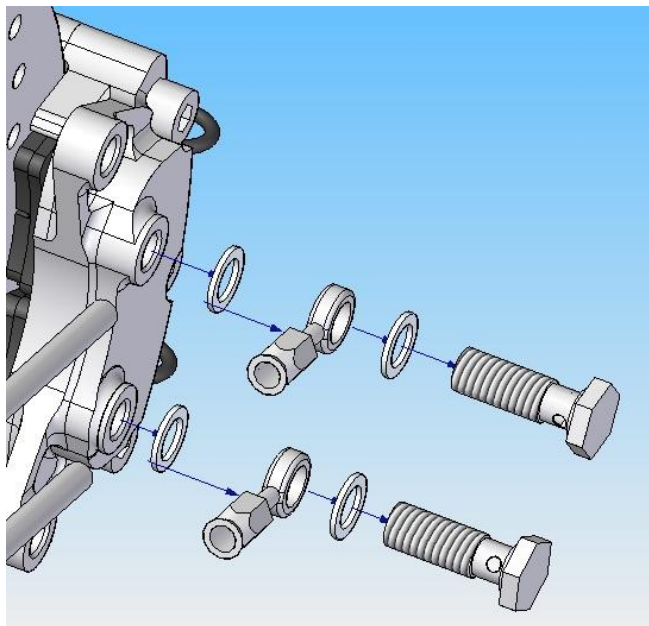


Figura 70. Conexión con pinzas traseras.

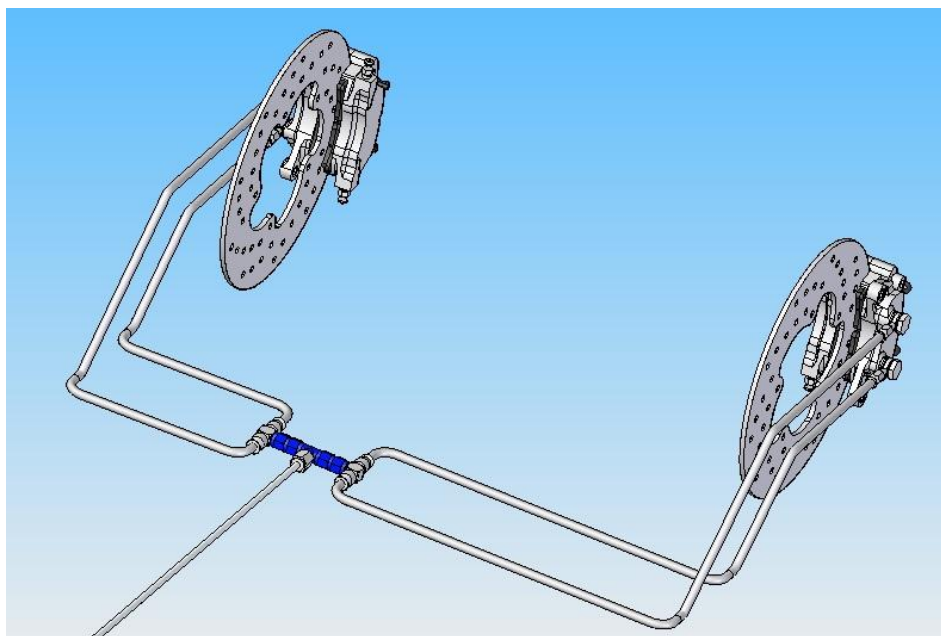


Figura 71. Circuito trasero.

Capítulo 8

Comportamiento del sistema elegido

Una vez seleccionados todos los componentes que pasarán a formar parte de nuestro sistema de frenado, resulta muy interesante realizar un estudio de su comportamiento teórico para poder aproximarnos y hacernos una idea de lo que realmente será una vez construido. Para ello vamos a realizar una serie de gráficas en las que se recoge una visualización del funcionamiento de dichos componentes bajo distintas condiciones.

8.1 PARES DE FRENADA

En la figura 72 observamos el comportamiento de nuestro sistema en cuanto al par de frenado generado según aumentamos la fuerza ejercida en el pedal de freno. Esto es sencillo puesto que aplicando las expresiones que hemos estudiado anteriormente, podemos hallar el par de frenada correspondiente a cada eje, es decir, el comportamiento conjunto de los frenos delanteros por un lado y el de los traseros por otro, variando la fuerza de entrada en el pedal.

Podemos observar en color rojo el par generado en el eje trasero por los discos de este eje, en color azul los correspondientes al eje delantero y también se ha

representado, en líneas discontinuas, el par para el cual se produciría el bloqueo de cada uno de los ejes, que corresponden a los valores máximos alcanzables de par de frenada limitados por el contacto neumático asfalto.

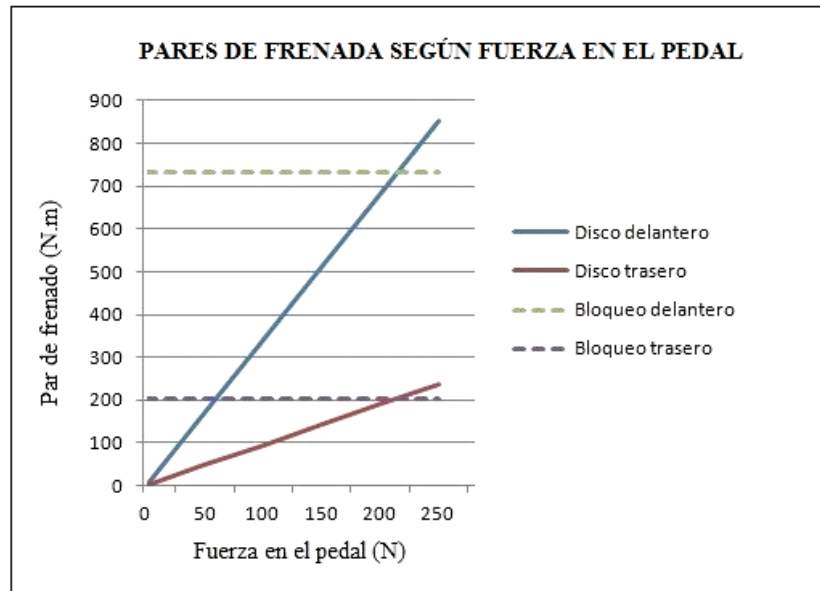


Figura 72. Gráfica pares de frenado del sistema.

Con solo mirar la gráfica, observamos rápidamente las notables diferencias de exigencia de frenada existentes en cada uno de los ejes del vehículo. Debemos observar que estos pares son los generados en cada uno de los ejes por el contacto disco-pastilla del conjunto del sistema de freno delantero por un lado, y del trasero por otro, por lo que para averiguar cuál es el par generado por cada conjunto disco-pastilla individualmente bastará con dividir los pares que se muestran en la gráfica entre dos.

Otra conclusión de importancia que podemos extraer de dicha gráfica, es que el punto a partir del cual bloquearían ambos ejes del vehículo, se encuentra en torno a 215N, por lo que a partir de ese punto el comportamiento del vehículo será inestable y la capacidad de frenada pasaría a estar determinada por un coeficiente de adherencia neumático-asfalto de un valor aproximado de 0,2 en vez de 1,6, con las consecuencias que ya hemos estudiado que implica esta situación.

8.2 DECELERACIÓN

En la figura 73 podemos ver una gráfica que nos relacione en todo momento, y bajo condiciones de funcionamiento normales definidas en apartados anteriores, la capacidad de deceleración de nuestro vehículo en función de la presión ejercida por el conductor sobre el pedal de freno.



Figura 73. Gráfica deceleración del sistema.

Con esta gráfica podemos observar cómo el vehículo desacelerará linealmente hasta alcanzar un valor máximo de deceleración de $15,68 \text{ m/s}^2$ que coincide con la máxima deceleración que hemos planteado para conseguir en nuestro sistema 1,6G. Recordemos que este valor es establecido por el coeficiente de adherencia entre los neumáticos y el asfalto.

Por otro lado, la gráfica no muestra valores más allá de los que puedan ser generados por una fuerza aplicada en el pedal de 215 N ya que es entonces cuando se produciría el bloqueo de los ejes del vehículo, como vimos en la primera gráfica, y el comportamiento del mismo y su deceleración quedan indeterminados.

8.3 DISTANCIA DE FRENADO

Otra variable importante vendrá determinada por el estudio de la distancia de frenado de nuestro vehículo y que quizás nos dé una idea más intuitiva de la capacidad de frenada del mismo.

En la figura 74 podemos observar cómo variará la distancia de frenado en función de la velocidad que posea el vehículo en el momento de accionar el sistema de frenos, situándonos en la situación extrema en la que conseguimos mantener dicho esfuerzo en condiciones de máxima adherencia, y por tanto, al límite del bloqueo de las ruedas. Por lo que constituirá un caso ideal de funcionamiento.

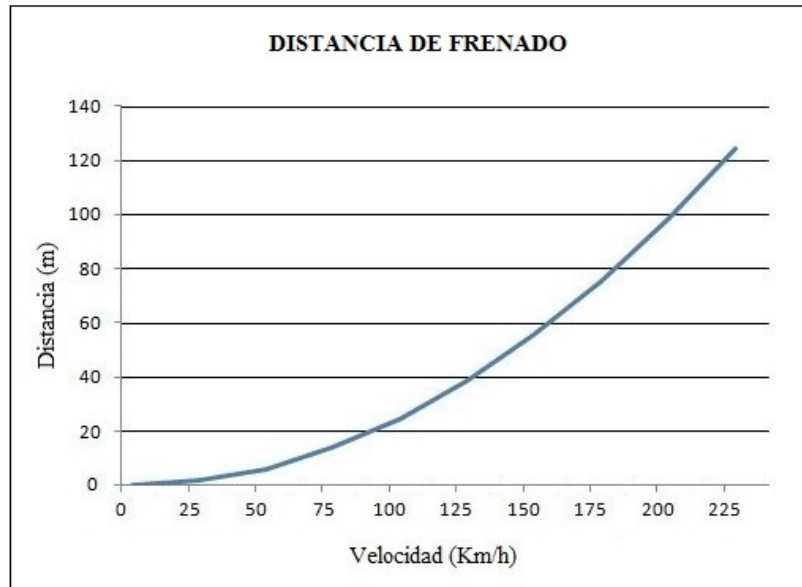


Figura 74. Gráfica distancia de frenado.

Con esta gráfica podemos observar como cuando el vehículo circule a 100Km/h, por ejemplo, y se accione el sistema de frenos hasta el límite de su capacidad, se conseguirá detener el vehículo en menos de 25m de distancia. Se trata de una buena distancia sobre todo si la comparamos con los vehículos convencionales que a esta velocidad podrían recorrer unos 50 m antes de detenerse.

Capítulo 9

Descripción y características específicas de los elementos del sistema

En este apartado iremos haciendo un recorrido por cada uno de los elementos elegidos en nuestro sistema de frenado donde se representará de forma esquemática la información relevante en cada caso.

9.1 DISCO DE FRENO DELANTERO

Disco sólido perforado de acero inoxidable modelo DR152 diseñado y fabricado por Grimeca con las siguientes características:

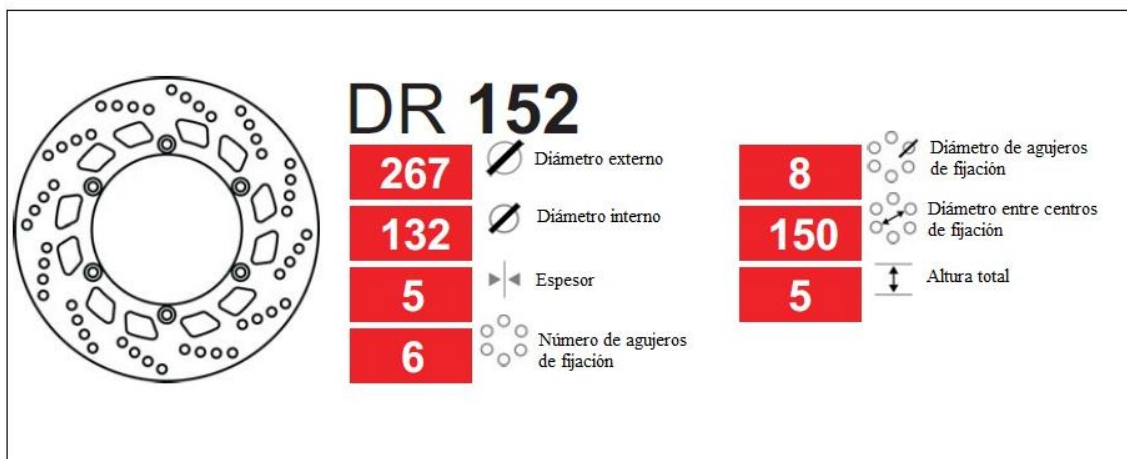


Figura 75. Características de los discos delanteros.

- Peso: 1,37 Kg

9.2 DISCO DE FRENO TRASERO

Disco sólido de acero inoxidable modelo DR031 diseñado y fabricado por Grimeca con las siguientes características:



Figura 76. Características de los discos traseros.

- Peso: 0,79 Kg

9.3 PINZA DE FRENO DELANTERA

Pinza fija de simple pistón 1x1 modelo CP2577-3E0 diseñada y fabricada por AP Racing con las siguientes características y especificaciones técnicas:



Figura 77. Pinza delantera.

Características

- Dos pistones (1x1) en aleación de aluminio.
- Clips de retención de pastillas de freno CP2213-17.
- Utilizable en ambas posiciones, derecha e izquierda.
- Incluye tornillo de purgado CP3720-182.

Especificaciones técnicas

- Diámetro de pistón: 44,5 mm X 2.
- Área total de pistón: 31,06 cm²
- Diámetro de disco (máx./min): 267/-
- Espesor disco: 9,7 mm
- Peso (sin pastillas): 1,1 Kg
- Roscas hidráulicas: 3/8" X 24 UNF
- Diámetro agujeros de montaje: 10,1 mm

- Distancia entre agujeros de montaje: 95 mm
- Par de tornillo de purga: 17 Nm

9.4 PINZA DE FRENO TRASERA

Pinza fija de doble pistón 2x2 modelo CP4227-2S0 diseñada y fabricada por AP Racing con las siguientes características y especificaciones técnicas:



Figura 78. Pinza trasera.

Características

- Cuatro pistones (2x2) en aleación de aluminio.
- Clips de retención de pastillas de freno R/Clip- CP4226-104 x 2
- Utilizable en ambas posiciones, derecha e izquierda.
- Incluye tornillo de purgado CP4469-101

Especificaciones técnicas

- Diámetro de pistón: 25,4 mm X 4
- Área total de pistón: 20,27 cm²
- Diámetro de disco (máx./min): 220 mm
- Espesor disco: 4 mm
- Peso (sin pastillas): 0,5 Kg

- Roscas hidráulicas: M 10 x 1.0
- Distancia entre agujeros de montaje: 96 mm
- Par de tornillo de purga: 5,5 Nm

9.5 PASTILLA DE FRENO DELANTERA

Pastilla de freno modelo CP2399D43 fabricada por la empresa Ferodo con las siguientes características:

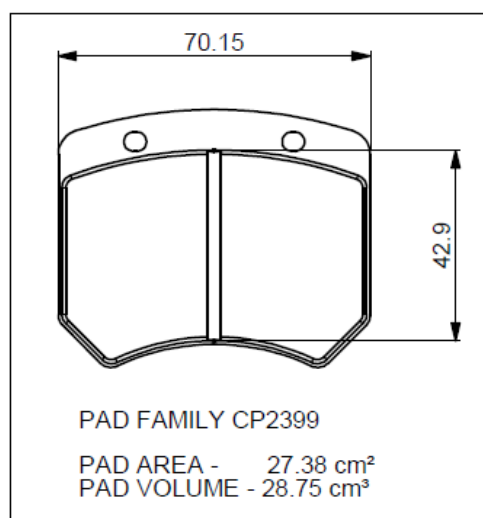


Figura 79. Pastilla delantera.

- Material de fricción: DS1.11
- Coeficiente de fricción: 0,43
- Espesor del material de fricción: 14,3 mm
- Altura del material de fricción: 42,9 mm
- Área del material de fricción: 27,7 cm²
- Anchura de las pastillas: 70,15 mm
- Altura de la pastilla: 58,1 mm
- Fricción al inicio de la parada: 2 (en escala del 1 al 5)
- Comportamiento frente al fading: 3 (en escala del 1 al 5)
- Vida del disco: 4 (en escala del 1 al 5)
- Rango de temperatura óptimo: hasta 650°C

9.6 PASTILLA DE FRENO TRASERA

Pastilla de freno modelo CP4226D27 fabricada por AP Racing con las siguientes características:

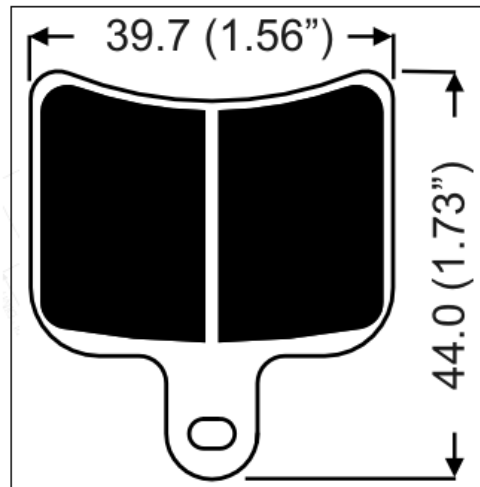


Figura 80. Pastilla sistema trasero.

- Material de fricción: RQ3
- Coeficiente de fricción: 0,41
- Espesor del material de fricción: 7 mm
- Altura del material de fricción: 25,5 mm
- Área del material de fricción: 9,4 cm²
- Anchura de las pastillas: 39,7 mm
- Altura de la pastilla: 44 mm
- Fricción al inicio de la parada: 3 (en escala del 1 al 5)
- Comportamiento frente al fading: 5 (en escala del 1 al 5)
- Vida del disco: 4 (en escala del 1 al 5)
- Rango de temperatura óptimo: hasta 350°C

9.7 BOMBA DE FRENO

Bomba de freno modelo CP2623-905PRT115 diseñada y fabricada por AP Racing de las siguientes características:

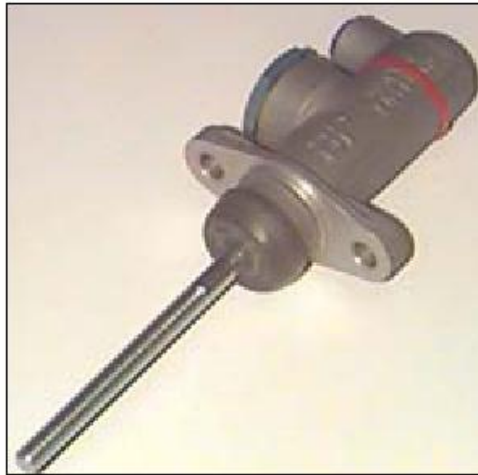


Figura 81. Bombas.

Características

- Dimensiones compactas
- Rápido accionamiento

Especificaciones técnicas

- Peso: 0,31 Kg
- Movimiento completo: 25,4 mm
- Diámetro de pistón: 16,8 mm
- Rosca de entrada hidráulica: 7/16" X 20UNF
- Rosca de salida hidráulica: 3/8" X 24UNF
- Rosca de vástago: 5/16" UNF
- Longitud de vástago: 115 mm

9.8 DEPÓSITO DE LÍQUIDO DE FRENO

Depósito CP4709-11 tamaño médium perteneciente a AP Racing de las siguientes características:

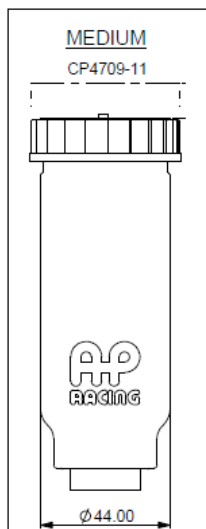


Figura 82. Depósito de líquido de frenos.

- Altura: 119 mm
- Diámetro: 44 mm
- Volumen: 110 cm³
- Rosca depósito: 15/16" x 20UNS
- Diámetro tapa: 51 mm
- Conectores incluidos

Depósito conectado a la bomba de freno a través de un conector CP4709-105 azul de las siguientes características:



Figura 83. Adaptador de depósito.

- Material: Aluminio
- Roscado de entrada: 15/16" x 20UNS
- Roscado de salida: 7/16" UNF

Ambos ensamblados con un `O` Ring seal CP4709-104 y una junta de goma suministrados junto con el depósito de líquido.



Figura 84. Juntas del depósito.

9.9 PEDAL DE FRENO

Pedal de freno fabricado por el equipo UC3M Competición de las siguientes características:

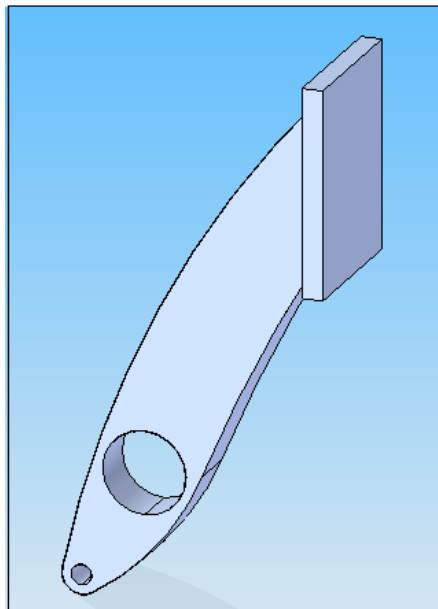


Figura 85. Pedal de freno.

- Material: Aluminio

- Relación de pedal: 4,15:1
- Peso: 0,44 Kg

9.10 REPARTIDOR DE FRENADA

Repartidor de frenada modelo CP5500-9 perteneciente a AP Racing de las siguientes características:



Figura 86. Repartidor de frenada.

- Material: Acero tratado/goma
- Se recomienda ver manual de instalación (anexos)

9.11 CABLE REGULADOR DE FRENADA

Regulador de frenada modelo CP2905-8 perteneciente a AP Racing con las siguientes características:

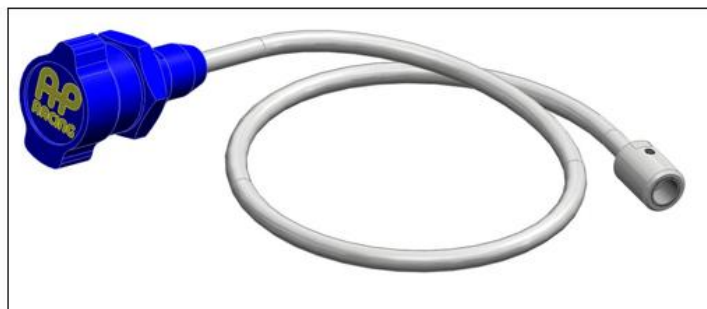


Figura87. Cable regulador de la frenada.

- Longitud del cable: 1,2 m
- Roscado: 3/8" UNF
- Material mando: aluminio anodizado

- Material tubo protector: Polietileno FR
- Material cable: Acero
- Diámetro cable: 3,8 mm

9.12 CONDUCTOS

1. Conducto flexible: “ PTFE Hose 600 Series” suministrado por Goodridge bajo el código 600-3, de las siguientes características:



Figura 88. Tubo flexible.

- Material interior: Teflón
- Material exterior: Acero trenzado
- Diámetro interior: 3,5 mm
- Diámetro exterior: 6,45 mm
- Presión de trabajo: 12750 psi
- Rango de temperatura: -70°C a 260°C
- Peso: 0,045 Kg/m

2. Conducto rígido: “Hardline Stainless Steel 836” suministrado por Goodridge bajo el código HL836-03C, de las siguientes características:



Figura 89. Tubo rígido.

- Material: Acero
- Diámetro interior: 3,36 mm
- Diámetro exterior: 4,8 mm
- Presión de trabajo: 5000 psi

- Presión de rotura: 15000 psi
- Radio de curvatura: 15 mm
- Peso: 0,071 Kg/m

9.13 CONECTORES Y ADAPTADORES

1. Conector double banjo bolt JIC/UNF:



Figura 90. Conector bomba circuito delantero.

- Material: Acero galvanizado o aluminio.
- Referencia: 773-03
- Tamaño de rosca: 3/8" X 24 UNF

2. 45° banjo extended neck:



Figura 91. Conector 45° a la salida de las bombas.

- Material: Acero sin soldadura, aluminio o acero galvanizado.
- Referencia: 5094-03
- Tamaño de rosca: 3/8" X 24UNF

3. 90° swept tube female concave seat:



Figura 92. Conector 90° para pinza delantera.

- Material: Aluminio o acero galvanizado
- Referencia: 6091-03
- Tamaño de rosca: 3/8" X 24UNF

4. Equal male



Figura 93. Conector roscado pinza delantera.

- Material: Aluminio o acero galvanizado
- Referencia: AN815-03
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

5. Single banjo bolt UNF:



Figura 94. Conector bomba circuito trasero.

- Material: Aluminio o acero galvanizado
- Referencia: 775-03
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

6. Straight male convex seat:



Figura 95. Conector tubo flexible-tubo rígido.

- Material: Acero galvanizado
- Referencia: 441-03
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

7. Female tube nut:



Figura 96. Extremo tubo rígido.

- Material: Acero galvanizado
- Referencia: N1406
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

8. Male tee:



Figura 97. "T" para cada circuito trasero.

- Material: Aluminio
- Referencia: AN824-03
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

9. Adaptor swives female coupling:



Figura 98. Adaptador hembra/hembra.

- Material: Aluminio
- Referencia: CPL-03
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

10. Re-usable tee fitting with male JIC/UNF:



Figura 99. Bifurcación a cada entrada hidráulica pinza trasera.

- Material: Cromo
- Referencia: 5131-03
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

11. Banjo straight extended neck:



Figura 100. Conector a entrada pinza trasera.

- Material: Aluminio o acero galvanizado
- Referencia: 5092-03
- Válido para conectar con tornillo: M10

12. Single banjo bolt metric:



Figura 101. Single banjo pinza trasera.

- Material: Acero galvanizado
- Referencia: 992-03-31
- Tamaño de rosca: M10

Capítulo 10

Modelización en Solid Edge

10.1 DISEÑO DE COMPONENTES Y ENSAMBLAJE DEL CONJUNTO

La modelización en 3D de cada uno de los componentes de nuestro sistema de frenos elegido es un objetivo importante de este proyecto, ya que esto nos permitirá una mayor flexibilidad en el proceso de diseño y desarrollo del sistema facilitándonos, además, la posibilidad de realizar un ensamblaje total a través de la unión de todos sus componentes. De esta forma podremos obtener una visión clara de sus dimensiones, características y de cómo se distribuye el mismo en el espacio.

También nos proporcionará la posibilidad de la integración de este sistema con el resto de los desarrollados por las distintas divisiones del equipo (motor, chasis, suspensión...). Todo ello nos posibilitará el realizar un ensamblaje total o parcial del vehículo, de tal manera que podamos comprobar la correcta adaptación entre componentes y sistemas y valorar su correcto diseño en función del resto de los componentes comprobando que no se producen interferencias en el movimiento.

Este proceso de diseño por ordenador y ensamblaje también nos proporcionará la posibilidad de estudiar en un futuro su funcionamiento a través de procedimientos de descomposición por elementos finitos, por lo que podremos obtener muchísima información sobre nuestro prototipo Formula SAE ya que podremos estudiar cómo se calientan los discos de freno al producirse la fricción entre sus elementos. Por lo que todo ello contribuirá a un futuro estudio que ayudará a obtener una gran cantidad de información de gran valor para perfeccionar el propio vehículo y mejorar continuamente sus prestaciones.

La herramienta informática utilizada para tal propósito es el programa de diseño Solid Edge V19. Con ella, se ha hecho necesario el diseño de hasta 44 piezas diferentes que constituyen la totalidad de espectro de piezas utilizadas en el ensamblaje del sistema constituido por más de 130 elementos, por lo que muchos de estos componentes se repetirán en la composición del conjunto, pero hay que destacar que piezas como las pinzas o el pedal tienen un diseño extremadamente complejo o se han diseñado sin ningún modelo, para lo cual se ha invertido mucho tiempo para su realización [11].

A continuación, se muestran los elementos diseñados en este proyecto:

- Discos de freno:

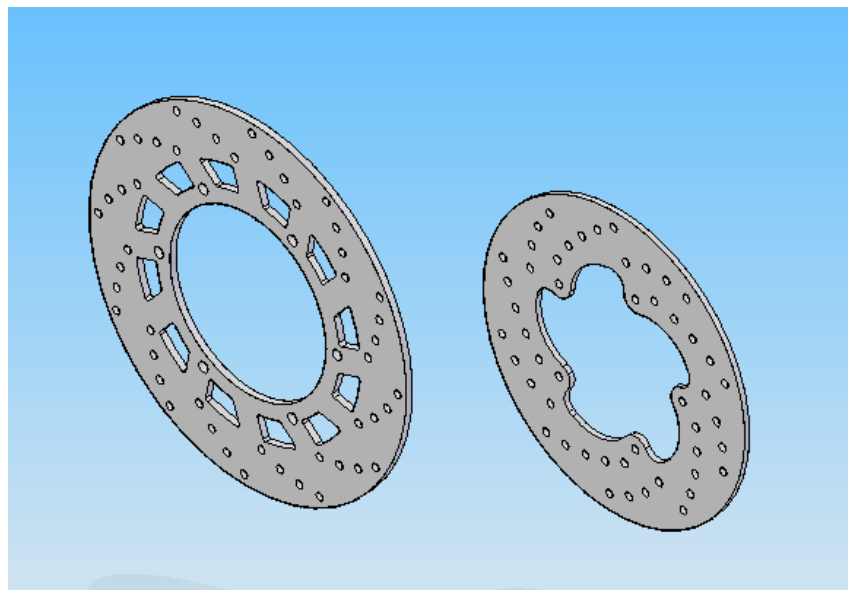


Figura 102. Discos delantero y trasero en Solid Edge.

- Bombas de freno: cuerpo de bomba con vástago y tapón de aluminio de conexión al depósito.

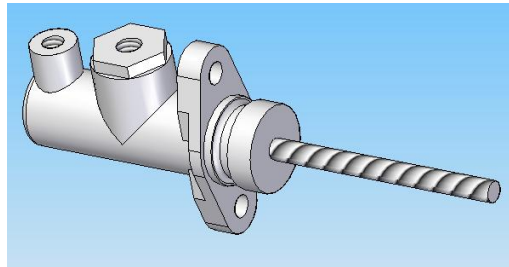


Figura 103. Bomba de freno Solid Edge.

- Pinzas de freno: cuerpo de pinzas, con pistón, tornillo de purga, hidráulico, pasador y pastillas.

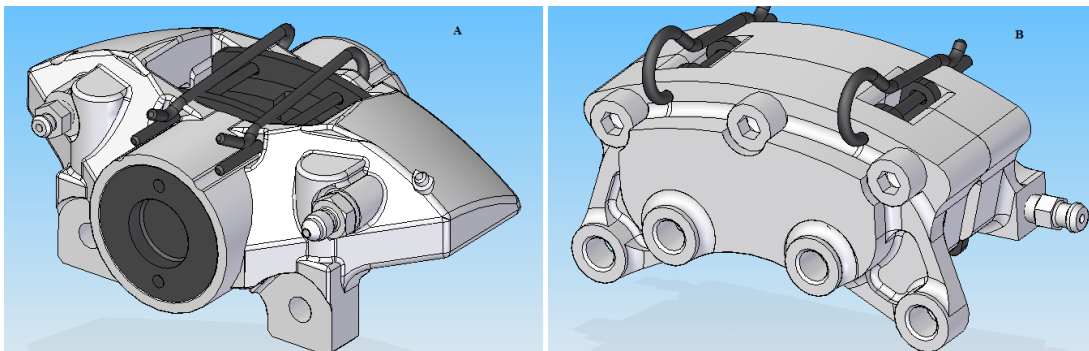


Figura 104. Pinzas en Solid Edge a) delantera, b) trasera.

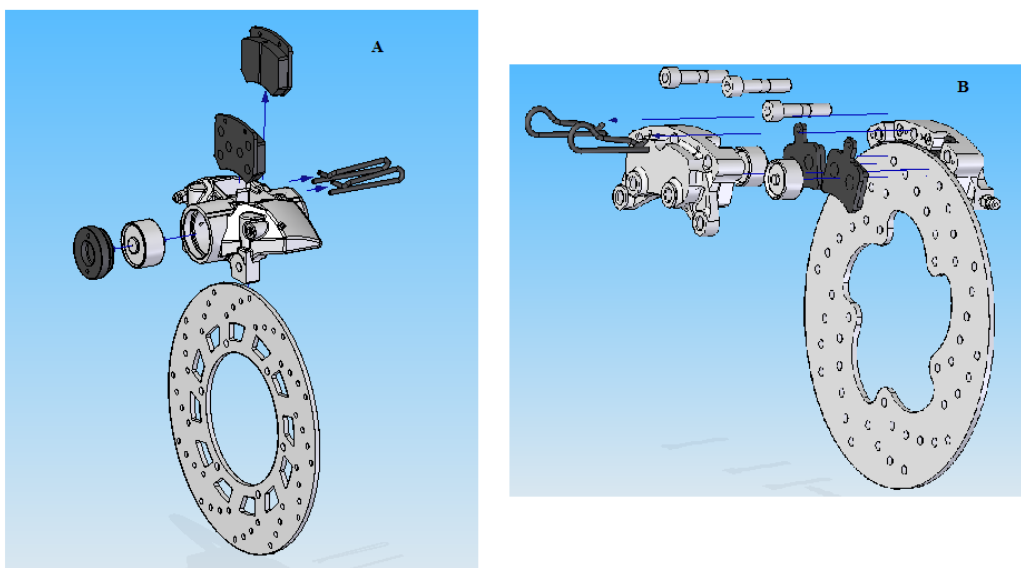


Figura 105. Exploxionado conjuntos pinzas-discos a)delantero; b) trasero.

- Pastillas de freno: soportes y materiales de fricción.

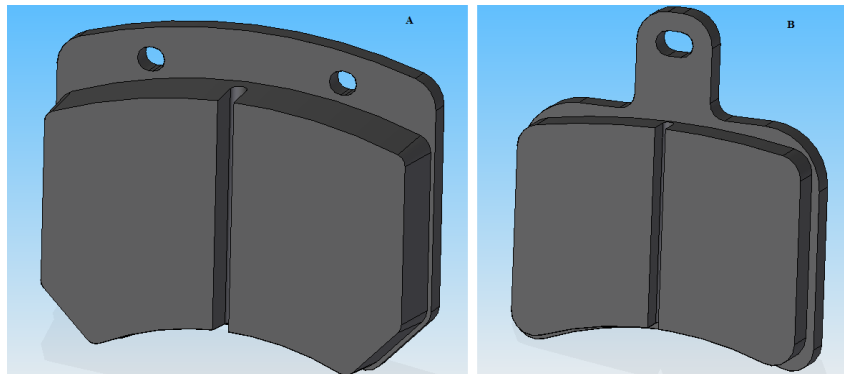


Figura 106. Pastillas de freno en Solid Edge. A) delanteras; B) traseras.

- Subconjunto sistema hidráulico: pedal, base de pedal, tornillo M8, bulón con rosca M8, tuercas M8, depósitos y adaptadores.

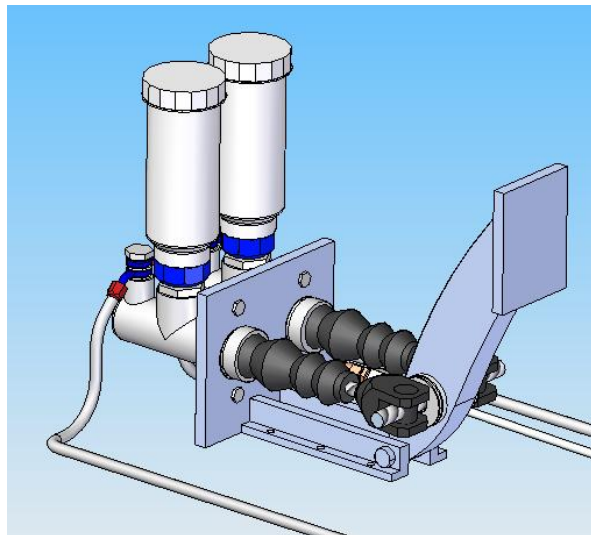


Figura 107. Sistema hidráulico en Solid Edge.

- Depósito de fluido: cuerpo, tapón y adaptador de bomba:

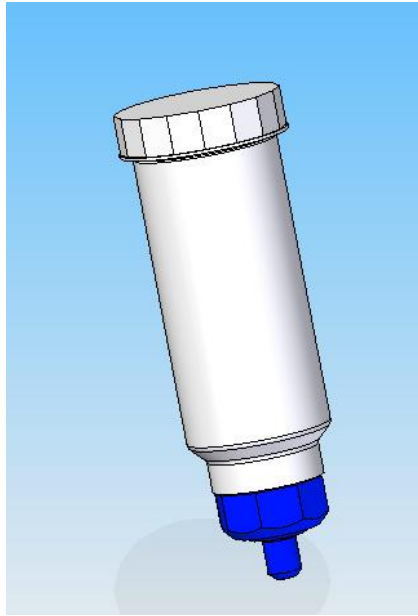


Figura 108. Depósito y adaptador Solid Edge.

- Repartidor de frenada: tornillo sin fin, clevis, barrel nut...

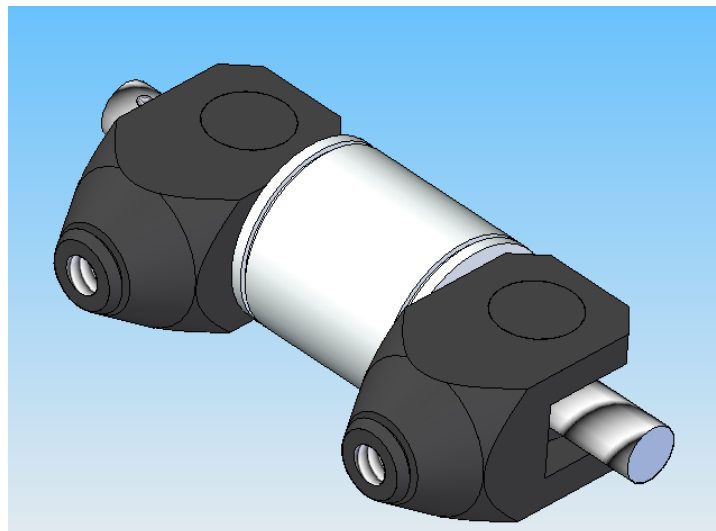


Figura 109. Repartidor de frenada en Solid Edge.

- Conectores y adaptadores:

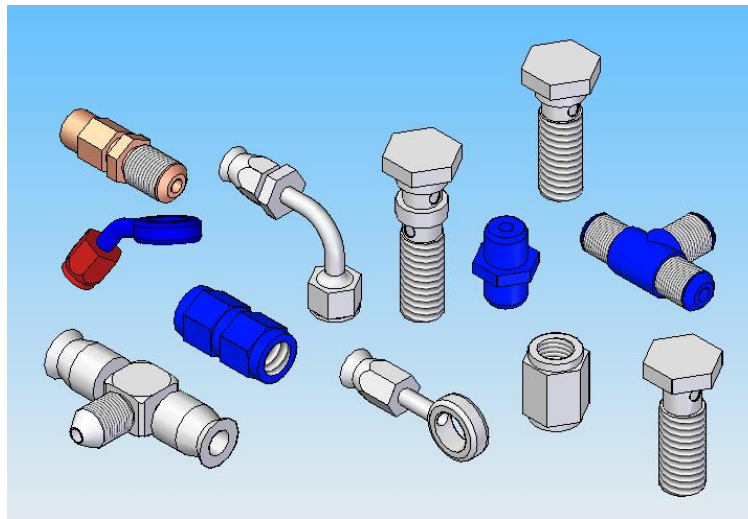


Figura 110. Conectores Solid Edge.

La realización de todos los elementos mostrados anteriormente ha requerido de una gran meticulosidad y recogida de información proveniente de los diferentes fabricantes y de normativas UNE en el caso de la tornillería. Por lo que la precisión ha sido la máxima posible en todo momento aunque bien es cierto que los diseños obtenidos no dejan de ser una aproximación al modelo real.

Por lo que como proceso final del diseño y el ensamblaje de los distintos elementos diseñados anteriormente se ha obtenido un sistema de frenado cuyo aspecto podemos observar en el figura 111 realizado a través del programa Solid Edge V19. De esta forma podemos aproximar el aspecto de nuestro sistema de frenado así como su distribución espacial.

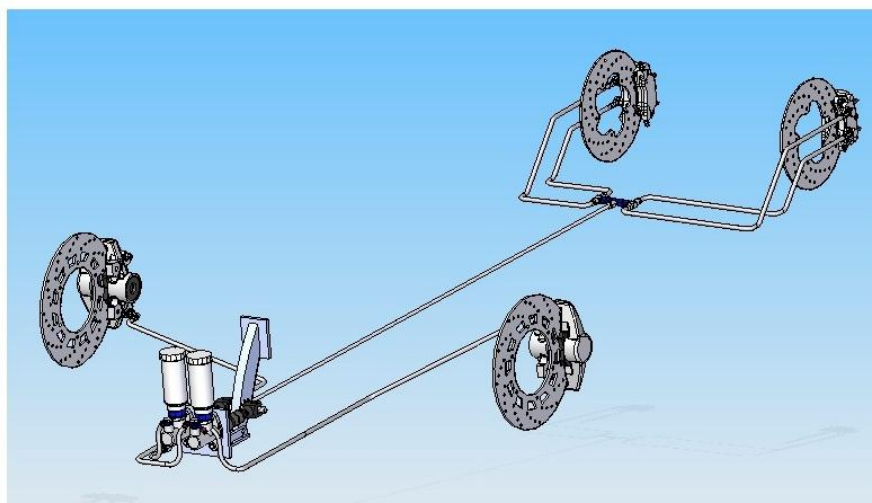


Figura 111. Sistema de frenado completo en Solid Edge.

10.2 Obtención del peso y altura del centro de gravedad del conjunto

La herramienta informática utilizada para el diseño de las piezas, Solid Edge V19, también nos proporciona la opción de obtener múltiple e importante información en cuanto a propiedades físicas se refiere, tanto de cada uno de los elementos que componen el sistema como el conjunto final.

Para ello, debemos realizar la tarea de asignar el material del cual están hechos cada uno de los componentes que forman nuestro sistema de frenado, una vez hayan sido diseñados. En esta situación podemos buscar el material del cual se componen cada uno de nuestros elementos en una lista predeterminada de la que dispone el propio programa o bien introducir sus propiedades físicas a mano si estas son conocidas con la suficiente precisión. De esta segunda forma, debemos introducir los valores propios del elemento como son la densidad, su coeficiente de expansión, su conductividad térmica, calor específico, módulo de elasticidad, coeficiente de Poisson, el límite elástico, la tensión de rotura y su elongación. Aunque realmente para calcular su peso y la altura del centro de gravedad, con saber la densidad nos basta.

Una vez realizado este proceso de asignación de material y sus características particulares a cada uno de los elementos que componen el sistema de frenado, podemos obtener la información buscada a través de una de las múltiples opciones de las que dispone el programa, de esta manera, podremos hallar el peso del sistema, su volumen, superficie, centro de gravedad o su matriz de inercia. Observando la figura 112 podemos ver el resultado de estas características según está definido nuestro conjunto.

Propiedades Físicas - Conjunto Entero

Sistema de coordenadas: Espacio modelo

☐ Definidas por el usuario

Global **Principales**

Masa: 10,574625 kg Volumen: 2816377,721019 mm³

Centro de masa **Centro de volumen**

☒ Mostrar símbolo **cm** ☐ Mostrar símbolo **cy**

X: 746,046468 mm X: 681,882969 mm

Y: 23,752422 mm Y: 21,530538 mm

Z: 97,026553 mm Z: 97,223130 mm

Momentos de inercia de la masa

bx: 18307762,2415; lyy: 115260739,886; lzz: 130715448,67125

bxy: 2362667,20970; bxz: 6914013,52146; lyz: 293727,837110 g

Actualizar Guardar como...

Las propiedades físicas están actualizadas.

Cerrar Ayuda

Figura 112. Centro de gravedad y peso del conjunto.

Como podemos observar, nuestro sistema de frenado posee una masa de 10,57 Kg lo que se encuentra en torno al 4,5 % del peso total del vehículo suponiendo su masa total de 230 Kg. Así mismo observamos que el centro de gravedad del sistema se encuentra a una altura de unos 97 mm, aunque hay que resaltar que es algo aproximado ya que la disposición de los distintos conductos es aproximada debido a que el chasis del vehículo aún no está construido, por lo que se podrá modificar la colocación de cada elemento y ensamblarlo con respecto al resto del vehículo para obtener una altura del centro de gravedad exacta. También debemos mencionar, que esta altura del centro de gravedad no la tomamos respecto del suelo, sino que está calculada desde el punto de menos altura de nuestro sistema de frenado, por lo que hay que considerar que aún por debajo del mismo habría una cierta distancia correspondiente a la geometría de la rueda que queda por debajo de nuestro sistema. En la figura 113 podemos observar esta distancia hallada del centro de gravedad.

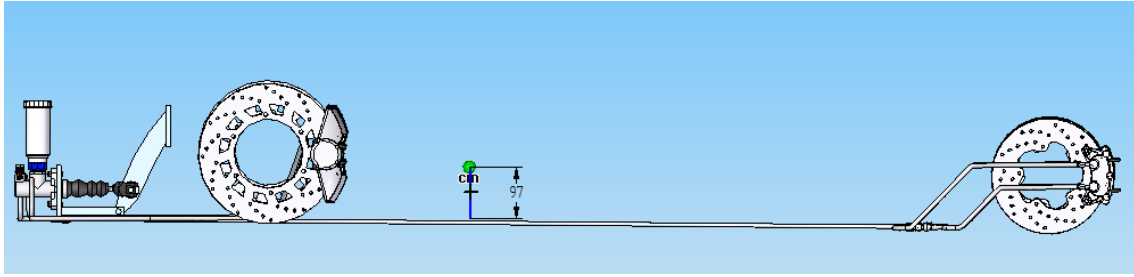


Figura 113. Centro de gravedad sin neumáticos.

No obstante, esta distancia que quedaría hasta llegar a suelo no es tan elevada como para sobrepasar los 250 mm que hemos supuesto al inicio del proyecto para la realización de los cálculos por lo que se encontraría por debajo del mismo favoreciendo la frenada.

Con todo ello podemos concluir que esta información puede ser consultada para cada uno de los elementos que forman el sistema de frenado en función de las condiciones de cada situación o estudio que queramos realizar. Así, por ejemplo, para la división de suspensión es muy importante conocer el peso de las masas no suspendidas del vehículo para poder realizar el dimensionamiento de resortes y amortiguadores. Esta información puede ser fácilmente obtenida a través del programa Solid Edge el cual nos devuelve una información de 2,66 Kg.

Capítulo 11

Obtención de planos

La propia herramienta Solid Edge V19 posee de una modalidad para crear planos una vez que tengamos diseñadas todas las piezas que componen el sistema de frenos. De esta forma, todos los planos presentados en este proyecto, han sido obtenidos a través del mismo programa facilitando dicha tarea y proporcionándonos un amplio rango de posibilidades de creación de vistas y cortes necesarios para la representación de dichas piezas. Estos planos se encuentran en el anexo 3 del documento [11].

Capítulo 12

Presupuesto

Sistema de frenos adaptado a un vehículo tipo monoplace destinado a participar en la competición de Formula Student 2013. Cuyas principales características son:

- Deceleración máxima: 1,6 g
- Fuerza máxima admisible en el pedal: 215 N
- Doble circuito hidráulico independiente.
- Dos discos delanteros independientes externos de 267 mm de diámetro externo
- Dos discos traseros internos de 220 mm de diámetro externo.
- Dos pinzas delanteras fijas de simple pistón de diámetro 44,5 mm
- Dos pinzas traseras fijas de doble pistón de diámetro 25,4 mm
- Un repartidor de frenada ajustable desde la posición del conductor.
- Mando regulador del repartidor de frenada.
- Pedal diseñado y fabricado en aluminio por la Universidad Carlos III de Madrid con una relación de 4,15:1
- Latiguillos flexibles de teflón recubiertos de acero trenzado con diámetro externo de 6,45 mm y diámetro interno de 3,5 mm
- Conducto rígido de acero de diámetro exterior 4,8 mm y diámetro interior de 3,36 mm.
- Líquido de frenos.

- Dos bombas de freno de 16,8 mm de diámetro de pistón.
- Dos depósitos de fluido.
- Diversos adaptadores y conectores.

Denominación	Referencia	Cantidad	Precio total
Disco de freno sólido perforado	DR 152	2	175,96 €
Pinza de freno	CP2577-E03	2	359,34 €
Pastilla de freno Ferodo	FCP825w	2	238,30 €
Disco de freno sólido perforado	DR 031	2	72,28 €
Pinza de freno	CP4227-2S0	2	707,14 €
Pastilla de freno	CP4226D27-RQ3	4	67,08 €
Bomba	CP262623-905PRT115	2	156,36 €
Repartidor	CP5500-9	1	213,17 €
Cable repartidor	CP2905-8	1	90,90 €
Depósito	CP4709-11	2	35,88 €
Pedal		1	98,40 €
Líquido de freno	AP600	2	36,60 €
Double Banjo bolt JIC/UNF	773-03	1	2,19 €
45º banjo extended neck	5094-03-P	3	19,74 €
Tubo rígido Hardline Stainless Steel 836 Tube	HL836-03C	2	46,70 €
Tubo flexible 600 series	600-03	4	33,92 €
90º Swept tube female concave seat	6091-03	2	18,84 €
Equal Male	AN815-03V	2	6,36 €
Single banjo bolt UNF	775-03-P	1	1,31 €
Straight male convez seat	441-03	1	7,79 €
Female tube Nut	N1406	2	1,64 €
Male Tee	AN824-03-P	1	14,76 €
Adaptor swives female coupling	CPL-03	2	31,16 €
Re usable tee fitting with male JIC/UNF	5131-03	2	72,16 €
Banjo Straight extended neck	5092-03	4	16,40 €
Single banjo bolt metric	992-03-31	4	5,24 €
Washer-03 Cooper	44516	13	0,65 €

Precio neto total	2.530,27 €
Base IVA	18%
Importe IVA	455,45 €

TOTAL	2.985,72 €
--------------	-------------------

Madrid 9 de Febrero de 2012

Elena Criado Ocaña

Capítulo 13

Conclusiones

La realización del presente proyecto ha constituido desde un primer momento un ejercicio de alto valor. Esto es debido a que no sólo me ha permitido adquirir un amplio conocimiento sobre los sistemas de frenado y sobre la competición, complementarios a la formación adquirida durante estos años en la Universidad Carlos III de Madrid, sino que ha ido un paso más allá. Ha sido todo un desafío el poder diseñar un sistema que tendrá una función práctica y del que dependen muchos factores, sobre todo cuando el vehículo se enfrente a las diferentes pruebas de la competición. Por lo que en cierto modo constituye una responsabilidad importante, aún más teniendo en cuenta el poco nivel de conocimiento de este tipo de prototipos y sus sistemas de frenado.

Debido a ello, a medida que ha ido transcurriendo el propio diseño y el desarrollo del presente documento, se ha tenido que adquirir una gran cantidad de conocimientos. También se han realizado tareas de gran importancia como son la búsqueda de varias alternativas y la toma de decisiones realmente importantes las cuales determinarán, en cierto modo, el comportamiento del monoplace.

En cuanto a las consideraciones de carácter técnico, este documento constituye un medio sólido para comprender el funcionamiento de los sistemas de frenado en el

ámbito automovilístico actual, centrándonos en los sistemas de freno de disco para el cual se ha demostrado su óptima aplicación.

Con todo ello se ha conseguido, mediante los conocimientos adquiridos y acorde a la amplia normativa impuesta por la competición, diseñar un sistema de frenado para un prototipo Formula SAE. Se ha logrado que éste sea lo más ligero posible, el cual nos permita alcanzar una deceleración de 1,6g aprovechando la máxima adherencia de los neumáticos. También se ha tenido en cuenta los esfuerzos sometidos a cada uno de los ejes para conseguir que la acción de frenada sea segura y transmita a nuestro piloto la misma sensación de seguridad. Por lo que le permitirá llevar al límite el vehículo para conseguir las mejores prestaciones del mismo.

Por otro lado, se ha demostrado y justificado cada una de las elecciones que se han llevado a cabo en dicho diseño obteniendo finalmente un sistema de frenado con cuatro conjuntos disco-pinza. Estos conjuntos se distribuirán de la siguiente manera: dos en el eje delantero situados en el interior de cada una de las ruedas debido a su direccionalidad (2 discos externos) y para el eje trasero también se han elegido dos conjuntos disco-pinza, pero en este caso sobre cada uno de los semiejes a la salida del diferencial. De esta manera reduciremos la proporción de masas no suspendidas del total del vehículo. Si bien es cierto que directamente se trata de un sistema de mayor coste que si hubiéramos elegido un sistema con un único conjunto disco-pinza en el eje trasero, creo que con el sistema elegido se compensan los gastos con un mejor funcionamiento y cuidado de cada uno de los componentes.

También debemos mencionar que se ha demostrado a lo largo del documento cómo la elección y el diseño de un sistema de frenado no se puede guiar por una metodología independiente para cada uno de sus componentes, sino que todos están estrechamente relacionados y hay que elegirlos y estudiarlos cuidadosamente en su conjunto. Además, dentro de haber establecido un patrón de elección, también podemos observar que no se trata de una tarea directa sino que necesitamos comparar todas las soluciones óptimas posibles ya que, observando cada una de ellas, encontraremos sus correspondientes ventajas e inconvenientes con respecto al resto.

Todo este proceso ha resultado un tanto difícil y a su vez desafiante ya que en este ámbito de la competición existe un alto grado de secretismo entre los distintos participantes, anteriores y actuales, sobre los conocimientos de cada uno y experiencia.

No obstante, a pesar de dichas dificultades, se ha conseguido definir un sistema de frenos acorde a los objetivos marcados inicialmente. Esto nos ha permitido adquirir a distintos proveedores líderes en el mercado los diferentes componentes que necesitamos para concluir con nuestro sistema de frenado. Todo ello con un presupuesto que asciende a 2985,72 €, valor que resulta bastante razonable para un sistema de frenado de estas características.

Asimismo, hemos contado con la herramienta de diseño asistido por ordenador Solid Edge V19 que nos ha facilitado la realización de cada uno de los componentes que finalmente compondrán este sistema de frenado, proporcionándonos una gran información en cada momento tanto para la realización de este proyecto como para el posterior ensamblaje en el prototipo completo. Con ello hemos podido hallar las características físicas de nuestro sistema de frenado, algo tan importante como es el centro de gravedad, el peso del sistema o la masa no suspendida, así como el momento de inercia del conjunto y la obtención de una distribución espacial del mismo.

De esta manera hemos podido comprobar cómo el centro de gravedad de nuestro sistema se encuentra por debajo del inicialmente supuesto con el conductor, esto era, 250 mm de altura, lo cual ayuda a mejorar el comportamiento del vehículo en la frenada. Además, el hecho de poseer una herramienta como Solid Edge nos permite ahorrar bastante tiempo ya que no debemos diseñar los componentes a mano y, a su vez, resulta una forma más económica de trabajar dado que para estudiar el comportamiento del sistema de frenado, y del prototipo en conjunto, no es necesario adquirir los componentes para probarlos, sino que mediante esta herramienta podemos obtener una aproximación bastante cercana a la realidad.

Finalmente, nuestro sistema de frenado tendrá un aspecto similar al siguiente:

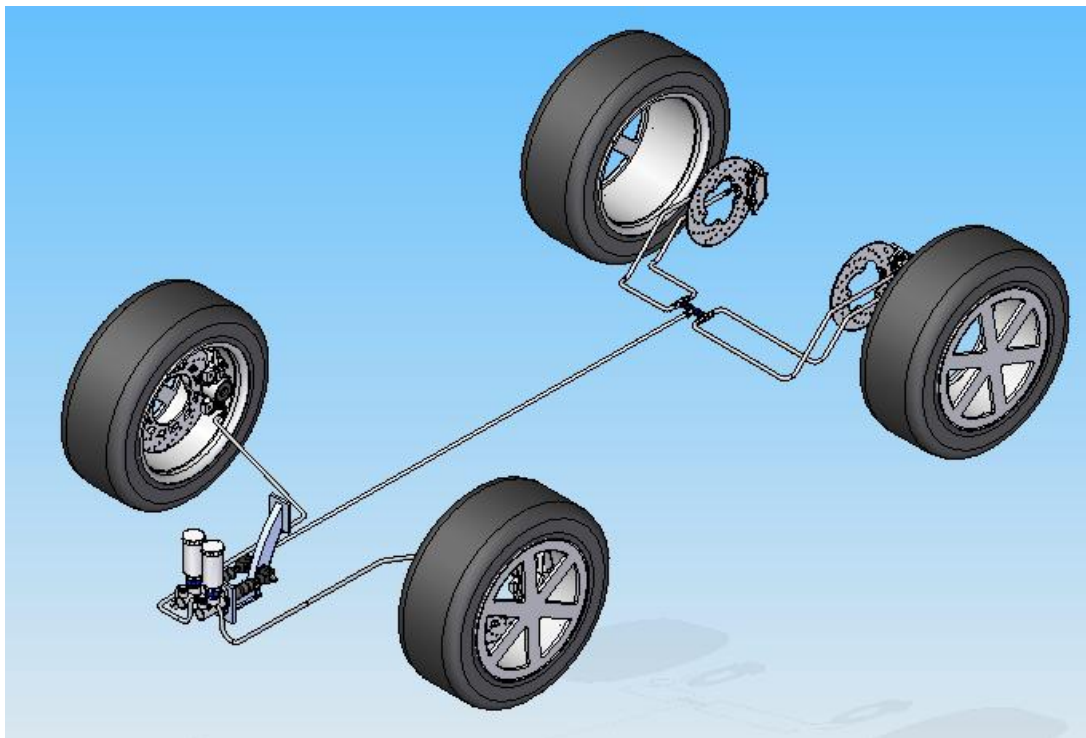


Figura 114. Sistema final de frenado.

Capítulo 14

Desarrollos futuros

El propósito inicial de este proyecto ha sido el de constituir un punto de partida para futuras competencias. Es decir, con ello se forja únicamente un comienzo dentro de la prestigiosa competición Formula Student, y por eso esperamos que más adelante se mejoren y estudien factores que en este documento no han sido llevados a cabo, puesto que el principal objetivo ha sido el correcto funcionamiento del sistema. Esto resulta bastante lógico ya que se trata de la primera participación del equipo en la competición. Con todo ello se espera que este proyecto sirva de punto de partida y que en un futuro se vayan ampliando los conocimientos a lo largo de la trayectoria del equipo, que se hará posible debido a la experiencia que se irá adquiriendo.

De esta manera, podemos observar que se trata de un proyecto de alto valor añadido ya que los estudiantes se enfrentarán a problemas de la vida real como en cualquier proyecto de ingeniería. Éstos pueden ser: el manejo de los presupuestos, los tiempos de entrega y la aplicación de los conocimientos adquiridos a lo largo de su paso por la universidad.

Así, se recomienda a los futuros integrantes de la división del sistema de frenado que vayan un paso más allá de este documento y estudien más a fondo temas que hemos resumido y que son muy importantes dentro de la frenada. Sobre todo la transferencia de cargas laterales y diagonales que se producen cuando el vehículo es frenado y toma una curva al mismo tiempo, dado que esta situación modifica considerablemente la capacidad de frenada del monoplaza como hemos podido introducir en capítulos anteriores de dinámica de la frenada.

También resultaría interesante analizar por elementos finitos el comportamiento del vehículo ante dicha situación puesto que puede aportar una información bastante relevante.

Por otro lado, aunque no se trata de aspectos técnicos sino económicos, animamos desde esta experiencia inicial a intentar conservar ciertos componentes que forman la solución establecida en este documento intentando mejorar elementos tan importantes como son las pinzas. De esta manera podrían adoptar una solución similar a la que estudiamos anteriormente con dos pinzas delanteras de doble pistón y dos traseras de doble pistón, constituidas por material de altísima calidad que reduciría el peso del sistema así como vibraciones y tensiones al tratarse de pinzas monobloc.

Por último, se considera muy interesante el intentar reducir, aún más, la cantidad de masas no suspendidas del propio vehículo, lo cual contribuiría a una mejora sustancial de su comportamiento dinámico.

BIBLIOGRAFÍA

Libros

1. José Font mezquita; Juan F.Dols ruiz, *“Tratado sobre automóviles tomo II (Tecnología del automóvil)”*
2. Francisco Aparicio Izquierdo, *“Teoría de los vehículos automóviles”*
3. José Manuel Alonso, *“Sistemas de transmisión y frenado”*
4. Carlos Vera, *“Diseño y cálculo del sistema de frenado de vehículos automóviles”*
5. William F.Milliken, *“Race car vehicle dynamics”*
6. *“Manual técnico de pastillas de freno”*, desarrollado por Roadhouse.
7. Steve Ruiz, *“Brake pedal setup and dual master cylinder installation guide”*
8. *“Adherencia”*, documento desarrollado por Motorgiga.
9. Luis Molero, *“Los frenos en el automóvil”*
10. *“El sistema de frenado”*, desarrollado por Roadhouse.
11. Jesús Meneses Alonso, Carolina Álvarez Caldas, Santiago Rodríguez Fernández, *“Introducción al Solid Edge”*

Revistas

12. *“Catálogo 2010”*, Transmision S.A.
13. *“Catalogue 2007”*, Goodridge.

Documentos electrónicos en la red

14. www.apracing.com, Fecha de última consulta (12/02/2012)
15. www.fsae.com, Fecha de última consulta (12/03/2012)
16. <http://www.roadhouse.es/>, Fecha de última consulta (15/01/2012)
17. Guía N°1 de Mecánica Automotriz, Fecha de última consulta (26/02/2012)

Proyectos y tesis

18. Rolando Ríos Rodríguez, *“Comportamiento termomecánico en un disco de freno macizo y en uno autoventilado”*
19. Jesús Rodríguez Ortega, *“Diseño, cálculo y construcción/adaptación del sistema de frenado para un prototipo Formula SAE”*
20. José Miguel Cantos Torreira, *“Diseño, análisis y construcción del sistema de dirección para un prototipo de Formula SAE”*

ANEXO 1 – CÁLCULOS DETALLADOS

DINÁMICA, CONJUNTO PINZA-DISCO

Este documento contiene los cálculos necesarios para entender la dinámica de la frenada aplicada a un vehículo tipo Formula SAE. También están recogidos los cálculos referentes al conjunto pinza-disco.

ÍNDICE

1. Dinámica longitudinal de la frenada.....	pág1
1.1. Distribución de pesos en el vehículo.....	pág1
1.2. Efectos sobre el vehículo.....	pág2
1.3. Efectos por la transferencia de pesos.....	pág6
1.4. Balance óptimo de la frenada.....	pág8
2. Cálculo del par de frenado conjunto disco-pastilla.....	pág10
2.1. Fuerzas en pedal y repartidor.....	pág11
2.2. Distribución de presiones generadas por las bombas.....	pág12
2.3. Presiones en el interior de los conductos.....	pág13
2.4. Fuerzas lineales en las pinzas.....	pág13
2.5. Fuerzas de fricción.....	pág14
2.6. Pares de frenado contacto disco-pastilla.....	pág14
2.7. Pares y fuerzas en los neumáticos.....	pág15
2.8. Deceleración del vehículo.....	pág16
2.9. Distancia de frenado.....	pág16

Capítulo 1

Dinámica longitudinal de la frenada

1.1. Distribución de pesos del vehículo

En condiciones de aceleración nula, el vehículo posee una distribución de pesos constante distribuido entre las cuatro ruedas del mismo y con un reparto diferente para cada eje. Siendo el valor de la masa correspondiente a cada eje conocida, podemos hallar el porcentaje de pesos para cada uno de los ejes en estático de la siguiente manera:

$$\text{Distribución de peso en el eje delantero} = \frac{P_d}{P} \cdot 100 = \frac{120}{230} \cdot 100 = 52,27\%$$

$$\text{Distribución de peso en el eje trasero} = \frac{P_t}{P} \cdot 100 = \frac{110}{230} \cdot 100 = 47,83\%$$

Donde:

- P_d es la fuerza vertical en el eje delantero (peso soportado por el eje delantero).
- P_t es la fuerza vertical en el eje trasero (peso soportado por el eje trasero).
- P es la fuerza vertical total del vehículo (peso del vehículo).

Una vez conocida la distribución de pesos, podemos hallar la posición horizontal del centro de gravedad (CG), el cual es función de la geometría del vehículo:

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} \cdot L = \frac{110}{230} \cdot 1540 = 736,52mm$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} \cdot L = \frac{120}{230} \cdot 1540 = 803,48mm$$

Donde:

- $CG_{d,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje delantero.
- $CG_{t,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje trasero.
- L es la distancia entre ejes (batalla).

Evidentemente se tiene que cumplir lo siguiente:

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = L$$

$$736,52 + 803,48 = 1540$$

1.2. Efectos sobre el vehículo a causa de la deceleración

Cuando se produce el fenómeno de la deceleración, ocurre que la fuerza efectiva en cada rueda se ve modificada. Mientras que el peso total del vehículo, como es lógico, sigue siendo el mismo, la fuerza ejercida sobre el eje delantero aumentará mientras que la del eje trasero disminuirá en la misma medida.

Observando el diagrama del sólido libre con las fuerzas que actúan sobre el vehículo y haciendo dos hipótesis como son:

- 1) Lo consideramos un sólido rígido.
- 2) Se mueve en línea recta.

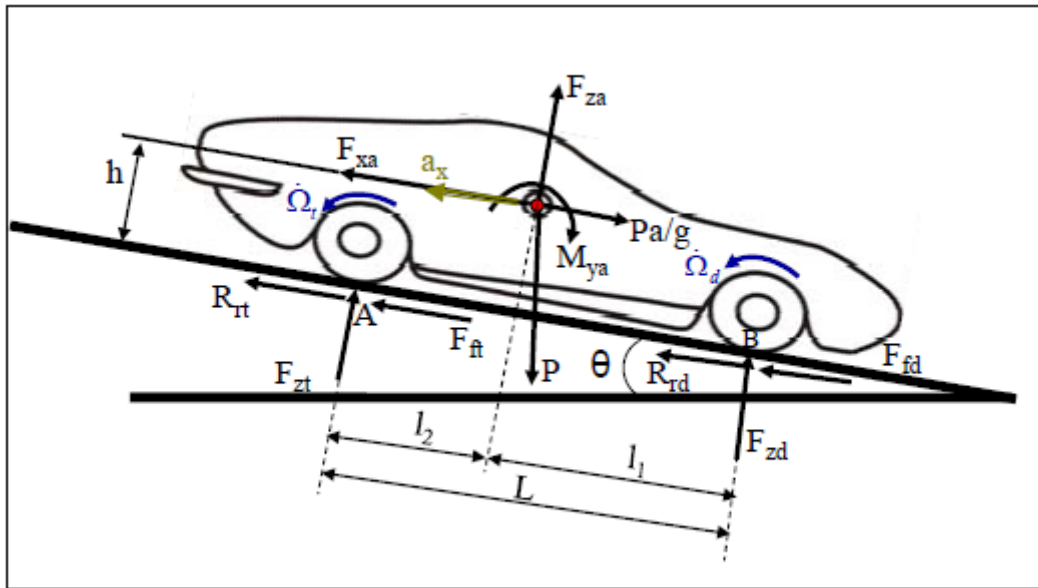


Figura 45. Diagrama del sólido libre.

Donde:

- F_{xa} y F_{za} son la fuerza aerodinámica en el eje x y en el eje z respectivamente.
- M_{ya} es el momento debido a la aerodinámica producido en el eje y, en torno al centro de gravedad del vehículo.
- $Pa/g = m \cdot a$ es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.
- $\dot{\Omega}_t$ y $\dot{\Omega}_d$ son la deceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.
- P es el peso del vehículo.
- R_{rt} y R_{rd} son la resistencia a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- F_{ft} y F_{fd} son la fuerza de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- F_{zt} y F_{zd} son las reacciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.
- θ es la pendiente del terreno.
- h es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- a_x es la deceleración del vehículo.

Realizando sumatorio de momentos sobre el punto A y sumatorio de momentos sobre el punto B hallamos las fuerzas perpendiculares al suelo en cada una de las ruedas quedando:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{zd} = \frac{P \cdot \cos\theta \cdot l_2 + \left(\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \sin\theta\right) \cdot h}{L}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot \cos\theta \cdot l_1 - \left(\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \sin\theta\right) \cdot h}{L}$$

Haciendo equilibrio de fuerzas longitudinales, podemos hallar y simplificar el contenido que hay entre el paréntesis de la siguiente manera:

$$\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \sin\theta = F_{fd} + F_{ft} + R_{rd} + R_{rt} = F_f + F_r$$

Sabemos que:

$$F_f = \mu \cdot P$$

$$F_r = P \cdot f_r \cdot \cos\theta$$

Donde:

- F_f es la fuerza de fricción
- F_r es la fuerza de rodadura
- $\theta = 0$ (superficie horizontal)

Por lo que las fuerzas verticales sobre cada eje queda:

$$\begin{array}{l}
 F_{zd} = \frac{P \cdot l_2}{L} + \frac{h \cdot P}{L} (\mu + f_r) \\
 F_{zt} = \frac{P \cdot l_1}{L} - \frac{h \cdot P}{L} (\mu + f_r)
 \end{array}$$

Cargas estáticas sobre los ejes
 Transferencia de carga

Considerando que la única causa de transferencia de carga es la deceleración “a” y despreciando la pendiente y la aerodinámica:

$$F_{zd} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_2}{L} + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right]$$

$$F_{zt} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_1}{L} - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right]$$

Por lo que podemos calcular la transferencia de carga del eje trasero al delantero como:

$$TP = \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P = \frac{1,6 \cdot 9,8}{9,8} \cdot \frac{250}{1540} \cdot 230 \cdot 9,8 = 585,45 \text{ N}$$

Donde:

- TP es la transferencia de peso
- g es la aceleración de la gravedad
- h es la altura del centro de gravedad al suelo.

Calculamos la distribución exacta de fuerza aplicada sobre cada uno de los ejes de la siguiente manera:

$$P_{d,d} = P_d + TP = 120 \cdot 9,8 + 585,45 = 1761,45 \text{ N}$$

$$P_{t,d} = P_t - TP = 110 \cdot 9,8 - 585,45 = 492,55 \text{ N}$$

Donde:

- $P_{d,d}$ es el peso en el eje delantero durante la deceleración.
- $P_{t,d}$ es el peso en el eje trasero durante la deceleración.

Como decíamos anteriormente, el peso total tiene que ser el mismo. Lo que comprobamos mediante:

$$P = P_{d,d} + P_{t,d}$$

$$1761,45 + 492,55 = 2254$$

1.3. Efecto de la transferencia de pesos sobre los neumáticos

Al experimentar el vehículo la transferencia de carga anteriormente descrita, la capacidad de frenada se ve alterada. Con ello, podemos averiguar la máxima fuerza de frenada que cada uno de los ejes es capaz de producir por medio de los neumáticos de la siguiente manera:

$$F_{f,d} = \mu \cdot P_d = 1,6 \cdot 1761,45 = 2818,32 \text{ N}$$

$$F_{f,t} = \mu \cdot P_t = 1,6 \cdot 492,55 = 788,08 \text{ N}$$

Donde:

- $F_{f,d}$ es la fuerza de frenado en el eje delantero.
- $F_{f,t}$ es la fuerza de frenado en el eje trasero.
- μ es el coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.

Observando las expresiones anteriores podemos ver cómo a causa de esa transferencia de cargas, la capacidad de frenado del eje delantero se incrementa mientras que la del eje trasero disminuye.

Referente a ello, debemos recalcar que estamos suponiendo una adherencia constante de 1,6 durante la deceleración, es decir, estamos considerando que aprovechamos la máxima adherencia entre el neumático y el asfalto durante todo el proceso de frenado.

De todo ello podemos hallar la fuerza de frenado máxima que puede ejercer nuestro monoplaza simplemente sumando las fuerzas de frenado que corresponden a cada uno de los ejes.

$$F_{max} = F_{f,d} + F_{f,t} = 2818,32 + 788,08 = 3606,4 \text{ N}$$

Con este dato, aplicando la segunda ley de Newton, podemos obtener la deceleración de nuestro vehículo sabiendo que:

$$a_v = \frac{F_{max}}{m_v} = \frac{3606,4}{320} = 15,68 \text{ m/s}^2$$

Lo cual coincide con la deceleración máxima alcanzable de 1,6g.

De esta forma, el par de frenado de oposición del vehículo se obtiene a través del radio de los neumáticos. Aquí debemos hacer un alto y explicar el radio o diámetro que se va a considerar para su cálculo y es que en frenada, o en cualquier caso en el que el vehículo esté en movimiento, lo correcto es utilizar el diámetro efectivo de los neumáticos que consideran un deslizamiento del mismo. En frenada, el diámetro efectivo de los neumáticos responde a la ecuación:

$$D_e = D_n \cdot (1 - i)$$

Donde:

- D_e es el diámetro efectivo del neumático.
- D_n es el diámetro nominal del neumático.
- i es el deslizamiento.

Esta es la expresión que deberíamos utilizar para hallar el par de frenado, sin embargo, debido a que no poseemos aún la información exacta de los neumáticos que finalmente se instalarán en nuestro prototipo Formula SAE, consideraremos el diámetro o el radio nominal, que es el que se podría medir directamente de la rueda o calcular según la información del fabricante.

Sabemos que es una buena aproximación, ya que además de que el deslizamiento no sea un valor muy alto, si consideramos el diámetro nominal en vez del efectivo estaremos del lado de la seguridad ya que el brazo que genere el momento será de mayores medidas y nos dará un par de frenado mayor al que realmente necesitaremos.

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = 2818,32 \cdot 260 \cdot 10^{-3} = 732,76 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N_t = F_{f,t} \cdot R_t = 788,08 \cdot 260 \cdot 10^{-3} = 204,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Donde:

- R_d es el radio nominal del neumático delantero (brazo del momento).
- R_t es el radio nominal del neumático trasero (brazo del momento).

1.4. Cálculo del balance óptimo de la frenada

Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, o alcanzar una eficacia del 100%, el cociente entre las fuerzas de frenado de cada eje entre las fuerzas verticales delanteras y traseras respectivamente, debe ser el mismo.

Esto es debido a que si establecemos la proporción de esfuerzo de frenado del sistema de frenos (“s”) sobre el eje delantero y el trasero nos queda la siguiente expresión:

$$K_{fd} = \frac{F_{fd}^s}{F_f^s} \quad K_{ft} = \frac{F_{ft}^s}{F_f^s}$$

Donde:

- F_{fd}^s es la fuerza de frenado real del eje delantero.
- F_{ft}^s es la fuerza real de frenado del eje trasero.
- F_f^s es la fuerza real de frenado.

La situación deseable es que la fuerza del sistema de frenos se aproxime a la máxima que permita la adherencia. De esta manera:

$$F_{fd}^s = F_{fd} \quad F_{ft}^s = F_{ft}$$

Donde:

- F_{fd} es la fuerza de frenado delantera con máxima adherencia.
- F_{ft} es la fuerza de frenado trasera con máxima adherencia.

Por lo que el reparto óptimo de fuerzas de frenado debe ser el siguiente:

$$\frac{K_{fdo}}{K_{fto}} = \frac{F_{fd}^s}{F_{ft}^s} = \frac{F_{fd}}{F_{ft}} = \frac{\mu \cdot F_{zd}}{\mu \cdot F_{zt}}$$

$$\frac{F_{fren,d}}{P_{d,d}} = \frac{F_{fren,t}}{P_{t,d}}$$

$$\frac{2818,32}{1761,45} = \frac{788,08}{492,55}$$

En base a ello podemos concluir que el cociente de las fuerzas de frenado delanteras y traseras es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los distintos componentes que forman el sistema de frenado, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y traseras es una variable basada en la deceleración y geometría del vehículo. Por lo que nos lleva a entender que dicha relación solo puede ser optimizada para una determinada deceleración del vehículo y unas condiciones determinadas.

Capítulo 2

Cálculo del par de frenado disco-pastilla

Una vez hemos adoptado y definido un sistema de frenado, podemos pasar a estudiar y calcular cuáles son las fuerzas de frenado y, por tanto, cuáles son los pares de frenado que son capaces de generar dichos componentes y ver si son suficientes como para poder disminuir la velocidad del monoplaza hasta llegar a detenerlo. Además se calcularán las presiones que se desencadenan a lo largo de nuestro sistema de frenos hasta alcanzar el disco de freno, provocando de esta manera un par de frenado cuyo valor no debe exceder del máximo esperado entre el contacto neumático-asfalto como ya hemos comentado. Por lo que basándonos en las características del vehículo y de cada uno de los elementos que componen nuestro sistema de frenado podremos hallar dichos valores.

A continuación podemos ver resumidos los datos obtenidos tanto del vehículo como de los componentes que formarán nuestro sistema de frenado.

CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD
Masa delantera	120	Kg
Masa trasera	110	Kg
$D_{ef,disco,d}$	209,39	mm
$D_{ef,disco,t}$	175,02	mm
D_h	16,8	mm
$\mu_{pad,d}$	0,43	
$\mu_{pad,t}$	0,41	
$\mu_{asfalto}$	1,6	
$F_{e,pedal}$	215	N
Relación pedal	4,15:1	
Altura CG	250	mm
Batalla (L)	1540	mm
Radio neumático	260	mm
Repartidor de frenada	30%	
Diámetro pistón pinza,d	44,5	mm
Diámetro pistón pinza,t	25,4	mm
Área pistón pinza,d (un pistón)	15,5	cm ²
Área pistón pinza,t (un piestón)	5,06	cm ²

2.1. Fuerzas en el pedal de freno y repartidor de frenada

Como ya sabemos, el pedal de freno constituye el elemento mediante el cual el conductor ejerce una fuerza y esta se ve amplificada. De la estática elemental, podemos comprobar cómo el incremento de la fuerza aplicada por el conductor será igual a esta misma fuerza multiplicada por la relación de pedal.

$$F_{s,p} = F_{e,p} \cdot \frac{L_2}{L_1} = 215 \cdot 4,15 = 892,25 \text{ N}$$

Esta fuerza será repartida equitativamente a cada una de las bombas de freno si el repartidor de frenada se encuentra ajustado al 0%, es decir, en posición de equilibrio. En nuestro caso, como podemos ver en la tabla de datos, debido al diseño del sistema debemos posicionar este elemento de tal forma que incremente en un 0,3 la fuerza ejercida sobre el sistema hidráulico delantero.

De esta manera, la fuerza a la salida del pedal que irá a cada una de las bombas será:

$$F_{s,rf,d} = (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{s,p}}{2} = (1 + 0,3) \cdot \frac{892,25}{2} = 579,96 \text{ N}$$

$$F_{s,rf,t} = (1 - \alpha) \cdot \frac{F_{s,p}}{2} = (1 - 0,3) \cdot \frac{892,25}{2} = 312,28 \text{ N}$$

Donde:

- $F_{s,rf,d}$ es la fuerza a la salida del pedal con el repartidor ajustado hacia la bomba del circuito delantero.
- $F_{s,rf,t}$ es la fuerza a la salida del pedal con el repartidor ajustado hacia la bomba del circuito trasero.

2.2. Distribución de presiones generadas por las bombas de freno

La función que debe desarrollar cada bomba de freno es la de transformar la fuerza aplicada por el conductor en el pedal de freno en presión, la cual se transmitirá a través del sistema hidráulico.

$$F_{e,b} = F_{s,rf}$$

Donde:

- $F_{e,b}$ es la fuerza lineal a la entrada de la bomba.
- $F_{s,rf}$ es la fuerza a la salida del repartidor de frenada.

Para hallar la presión generada por la bomba de freno suponemos que los líquidos son totalmente incompresibles y los conductos son infinitamente rígidos, con todo ello tendremos que la presión generada por la bomba de freno será:

$$P_{b,d} = \frac{F_{e,b,d}}{A_b} = \frac{4 \cdot 579,96}{\pi \cdot 16,8^2} = 2,61 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{b,t} = \frac{F_{e,b,t}}{A_b} = \frac{4 \cdot 312,28}{\pi \cdot 16,8^2} = 1,41 \text{ N/mm}^2$$

Donde:

- P_b es la presión hidráulica generada por la bomba.
- A_b es el área del pistón de la bomba.

2.3. Distribución de presiones en el interior de los conductos

Como ya sabemos, la función del líquido de freno, los conductos y manguitos es la de transmitir la presión obtenida de las bombas de freno a las pinzas de freno. Aunque como bien hemos dicho en el documento, se trata de tubos flexibles, con lo que para realizar este cálculo, debemos suponer que el fluido es totalmente incompresible y los conductos infinitamente rígidos. Con ello, y considerando que no existe ningún tipo de pérdida, la presión que llegará a cada una de las pinzas con nuestras condiciones son:

$$P_{pistón} = P_b$$

$$P_{pistón,d} = 2,61 \text{ MPa}$$

$$P_{pistón,t} = 1,41 \text{ MPa}$$

Donde:

- $P_{pistón}$ es la presión hidráulica transmitida a la pinza de freno.

2.4. Fuerzas lineales generadas en cada pinza de freno

La función principal de la pinza de freno, es la de transformar la presión hidráulica que le llega desde las bombas a través de los conductos en un fuerza mecánica lineal. Con las siguientes expresiones podemos calcular la fuerza lineal que generará cada pinza al transformar esa presión hidráulica.

$$F_{pinza,d} = n_{pistones} \cdot P_{pistón,d} \cdot A_{pistón,d} = 1 \cdot 2,61 \cdot 1550 = 4045,5 \text{ N}$$

$$F_{pinza,t} = n_{pistones} \cdot P_{pistón,t} \cdot A_{pistón,t} = 2 \cdot 1,41 \cdot 506 = 1426,92 \text{ N}$$

Donde:

- F_{pinza} es la fuerza lineal generada por la pinza de freno.
- $A_{pistón}$ es el área efectiva del pistón de una de las caras de la pinza.
- $n^o_{pistones}$ es el número de pistones que posee por cara cada pinza.

2.5. Fuerzas de fricción, contacto disco-pastilla

La misión del contacto disco-pastilla es la de conseguir una fuerza de fricción que se oponga al sentido de rotación del disco. Esta fuerza se relaciona con la fuerza de mordaza generada por cada pinza de la siguiente manera:

$$F_{fricción,d} = F_{pinza,d} \cdot \mu_{pad,d} = 4045,5 \cdot 0,43 = 1739,95 \text{ N}$$

$$F_{fricción,t} = F_{pinza,t} \cdot \mu_{pad,t} = 1426,92 \cdot 0,41 = 585,03 \text{ N}$$

Donde:

- $F_{fricción}$ es la fuerza de fricción generada por cada pinza por la oposición a la rotación del disco producido por las pastillas de freno.
- μ_{pad} es el coeficiente de fricción correspondiente a cada pastilla de freno.

2.6. Pares de frenado generados por el contacto disco-pastilla

Como ya sabemos, el disco constituye el principal elemento del sistema de frenado para disipar el calor del mismo. Pero además gracias a él se generará un esfuerzo de torsión en función de la fuerza de fricción obtenida de su contacto con la pastilla de freno, lo cual nos permitirá obtener el par de frenada que necesitamos para detener el vehículo.

$$N_{frenado,d} = 2 \cdot F_{fricción,d} \cdot R_{ef,d} = 2 \cdot 1739,95 \cdot 104,69 = 366,38 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N_{frenado,t} = 2 \cdot F_{fricción,t} \cdot R_{ef,t} = 2 \cdot 585,03 \cdot 87,51 = 102,39 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Donde:

- $N_{frenado,d}$ es el par de frenado generado por una de las pinzas delanteras.
- $N_{frenado,t}$ es el par generado por una de las pinzas traseras.
- 2 responde a las dos caras de fricción en cada conjunto disco-pastilla.
- R_{ef} corresponde al radio efectivo de cada disco de freno.

Con ello podemos calcular el par de frenado total que se ejerce en cada eje, únicamente multiplicando los resultados anteriores por 2, debido a que en cada eje hemos optado por instalar 2 conjuntos pinza-disco.

$$N_{frenado\ eje\ d} = 2 \cdot N_{frenado,d} = 2 \cdot 366,38 = 732,76\ N \cdot m$$

$$N_{frenado\ eje\ t} = 2 \cdot N_{frenado,t} = 2 \cdot 102,39 = 204,78\ N \cdot m$$

2.7. Pares y fuerzas en cada uno de los neumáticos

Debido a que el rotor está unido al hub y a la rueda, y considerando que el neumático se encuentra rígidamente uno a ésta, el par será constante a través del conjunto de elementos en rotación.

Asumiendo que existe una tracción adecuada (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure la frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor dependerá de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada la podemos hallar del siguiente modo:

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado,disco,d}}{R_{neumático}} = \frac{366,38}{0,26} = 1409,15\ N$$

$$F_{neumático,t} = \frac{N_{frenado,disco,t}}{R_{neumático}} = \frac{102,39}{0,26} = 393,8\ N$$

Donde:

- $F_{neumático}$ es la fuerza de reacción entre el neumático y la calzada.
- $R_{neumático}$ es el radio nominal del neumático.

Estos valores corresponden a la fuerza en una de las ruedas delanteras y en una de las ruedas traseras, sin embargo, nuestro sistema de frenado está compuesto por

varios conjuntos disco-pinza de freno que actúan frenando las 4 ruedas por lo que la fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada la hallaremos de la siguiente manera:

$$F_{total} = \sum F_{neumáticos,DI,DD,TL,TD} = 2 \cdot 1409,15 + 2 \cdot 393,8 = 3605,9 \text{ N}$$

Donde:

- F_{total} es la fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada.

2.8. Deceleración del vehículo

Basándonos en la segunda ley de Newton, podemos hallar fácilmente la deceleración de nuestro vehículo conociendo su masa y la fuerza de frenado total que hemos hallado en el apartado anterior.

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_v} = \frac{3605,9}{230} = 15,68 \text{ m/s}^2$$

Donde:

- a_v es la deceleración del vehículo.

2.9. Distancia de frenado

Una vez hechos los cálculos anteriores resulta muy interesante tener una idea de cómo se comportará nuestro vehículo ante una situación de frenada. Con ello, si integramos la deceleración hallada del vehículo podemos obtener la velocidad del mismo y volviendo a integrar esta última expresión podemos determinar la distancia de frenada teórica de nuestro vehículo de la siguiente manera, suponiendo una velocidad de 100Km/h:

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 \cdot a_v} = \frac{27,78^2}{2 \cdot 15,68} = 24,59 \text{ m}$$

Donde:

- D_f es la distancia que recorrería nuestro vehículo hasta ser totalmente detenido.

ANEXO 2 – MONTAJE

REPARTIDOR Y LATIGUILLOS

Este documento contiene las instrucciones de montaje de los latiguillos y el repartidor de frenada para el correcto funcionamiento del sistema.

ÍNDICE

1. Montaje del repartidor de frenada.....	págs1-6
a. Instrucciones.....	pág1
b. Recomendaciones.....	pág4
c. Plano de montaje.....	pág5
2. Montaje de latiguillos.....	pág6

Capítulo 1

Repartidor de frenada

Para instalar correctamente el repartidor de frenada se deben seguir paso a paso los siguientes puntos:

1. Hacer un agujero en el pedal del diámetro del cilindro central (muñón) recomendado como el que se muestra en el plano de montaje. El centro de dicho agujero debe situarse en la misma horizontal que las varillas de las bombas de freno.
2. Antes de soldar el cilindro central, se debe sacarlo del conjunto del repartidor quedándonos solo con este elemento.
3. Colocamos el cilindro central en el pedal y procedemos a soldarlo.
4. Después de haber soldado, deberemos deslizar el tornillo sin fin (elemento 8) a través del cilindro central. Aquí debemos asegurarnos de que el cojinete esférico se desliza libremente de lado a lado.
5. Tomar un conjunto de clevis y barrel nut, introduciéndolo a través del tornillo sin fin, teniendo en cuenta que el extremo que posee un hueco para una cabeza tipo allen quede hacia el exterior del pedal.

6. Colocar las tuercas (elemento 3) a través del tornillo sin fin. Estas tuercas deben asentarse entre los dos lados de la horquilla (clevis) como se muestra en la figura.
7. Deslizar el tornillo sin fin hasta que el cojinete esférico se sitúe en el centro del cilindro central, ajustando a su vez las tuercas en los extremos de manera que la distancia del centro a cada una de las clevis sea la misma.
8. introducir las varillas de empuje de las bombas de freno en cada una de las clevis, entonces ajustar dichas varillas de manera que queden de igual longitud y el tornillo sin fin quede axial al cilindro central.
9. Es importante que las varillas de empuje permitan que los pistones del cilindro maestro puedan retraerse completamente cuando el pedal de freno está en posición relajada, por lo que deberemos asegurarnos de que no existe una precarga en las mismas cuando no se aplica fuerza sobre el pedal.
10. A la hora de ajustar el repartidor según nuestras exigencias, debemos aplicar la fuerza de frenado en el pedal de modo que el eje de ajuste sea paralelo a las bombas de freno y así si una de las varillas se acortará y la otra se alargará quedando una figura como en el diagrama B. es entonces cuando debemos apretar las tuercas del lado de las varillas de empuje (elemento 9).

En uno de los extremos del tornillo sin fin, existe el correspondiente roscado para insertar el cable de ajuste del repartidor. Para realizar un ajuste que responda a nuestras necesidades una vez montado como hemos explicado anteriormente, debemos realizar un ajuste exhaustivo en el garaje mediante relojes de presión en las pinzas de freno.

Para centrarlo deberemos contar las vueltas totales que tiene nuestro repartidor y ajustarlo a la mitad, medimos entonces para ver si se envía la misma presión a las pinzas delanteras y a las traseras. De no ser así, repetiremos la operación hasta que coincidan. Es entonces cuando iremos girando la ruleta hasta conseguir la distribución de presión que realmente queremos midiéndola mediante los relojes de presión. Una vez que se haya realizado esta operación podemos terminar el ajuste con el paso número 10 explicado anteriormente.

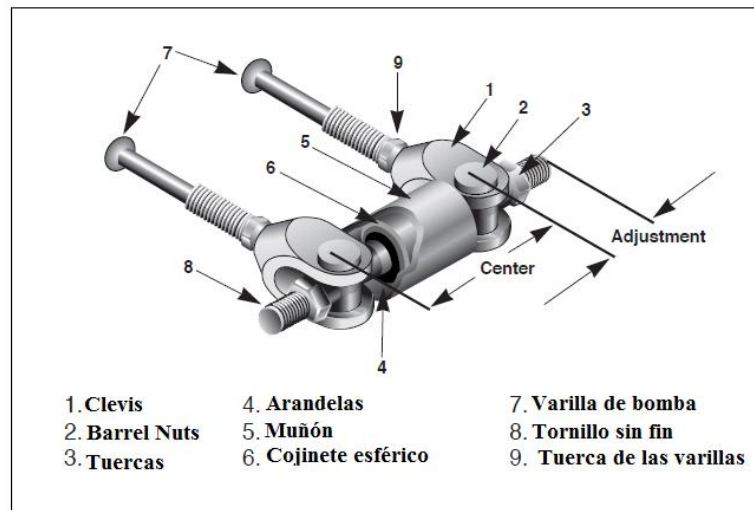


Figura 57. Elementos del repartidor.

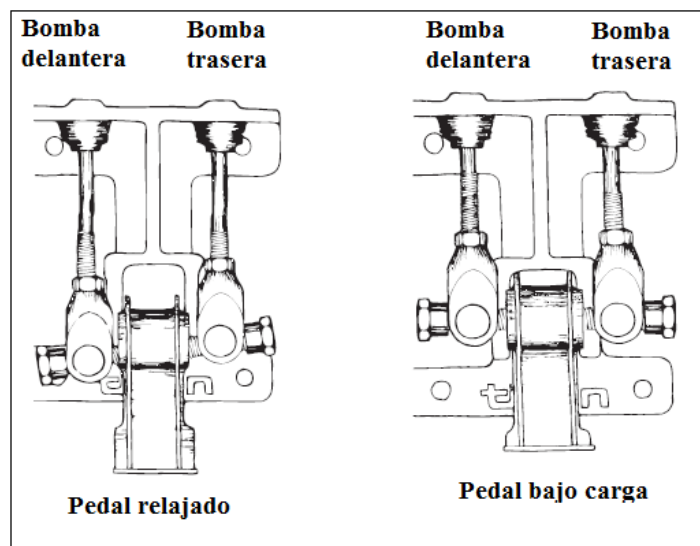


Figura 58. Ajuste del repartidor de frenada.

Recomendaciones

1. Se recomienda que cuando el pedal esté bajo la carga máxima de frenada, éste forme un ángulo de 90° con las varillas de empuje de las bombas de freno.
2. El pedal debe volver a su posición original cuando la fuerza de frenado cese.

A2 INSTALLATION DRAWING

If this document is printed in hardcopy, it is for information use only and therefore is not subject to updating controls. Always refer to viewer for latest issue.



THIS DRAWING IS CONFIDENTIAL AND IS SUPPLIED ON THE EXPRESS CONDITION THAT IT SHALL NOT BE LOANED OR COPIED OR DISCLOSED TO ANY OTHER PERSON OR USED FOR ANY OTHER PURPOSE WITHOUT THE WRITTEN CONSENT OF AP RACING LTD.

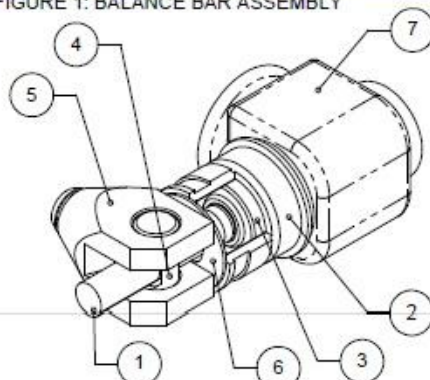


© AP Racing Ltd. 2001

AP Racing
Wheler Road
Coventry
CV3 4LB

Tel: +44 (0)24 7663 9555 e-mail: sales@apracings.co.uk
Fax: +44 (0)24 7663 9553 Web site: HTTP://www.apracings.com

FIGURE 1: BALANCE BAR ASSEMBLY



BILL OF MATERIAL:

1. BALANCE BAR
2. SLEEVE
3. SPHERICAL BEARING
4. BARREL NUT
5. CLEVIS
6. WASHER
7. BOOT

THE ASSEMBLY IS SUPPLIED WITH:

- 2 M3x0.5 GRUB SCREWS FOR CABLE FITTING (TAPPED HOLE IN BALANCE BAR)
- 2 EXTERNAL CIRCLIPS $\phi 32$
- 1 BISSEL PIN $\phi 3 \times 30$ MM

BALANCE BAR ASSEMBLY PART No'S

CP5500-9
CP5500-9UNF

BALANCE BAR ASSEMBLY INSTALLATION

A. SLEEVE

1. MAKE A HOLE IN THE PEDAL OF THE RECOMMENDED DIMENSIONS (FIG.2). THE CENTER HAS TO BE AT THE SAME HEIGHT AS THE MASTER-CYLINDER CENTERLINE WHEN PEDAL IS SQUARE TO THE MASTER-CYLINDER.

2. IF YOU WISH TO RETAIN THE SLEEVE WITH A BISSEL PIN, DRILL A HOLE IN THE PEDAL AS SHOWN ON FIGURE 2.

3. POSITION THE SLEEVE IN THE PEDAL. IT IS RECOMMENDED TO BOND THE SLEEVE INTO THE HOUSING TO MINIMIZE THE PLAY OF THE BALANCE BAR. DEPENDING ON THE CONFIGURATION YOU CHOSEN, PUT THE CIRCLIPS OR THE BISSEL PIN IN PLACE.

B. BALANCE BAR INSTALLATION

1. GREASE THE HOUSING INSIDE DIAMETER (2) AND THE SPHERICAL BEARING (3).

2. INSTALL BALANCE BAR (1) INSIDE THE SLEEVE (3).

3. INSTALL THE CLEVIS (5), BARREL NUT (4) AND WASHERS (6) INTO THE RUBBER BOOTS. HANG CLEVIS TO BOOT WITH GROOVE ON FRONT OF CLEVIS.

4. SCREW THE BARREL NUTS (4) ON THE BALANCE BAR (1). LEAVE ONE TURN MINIMUM CLEARANCE BETWEEN THE CLEVIS (5) AND THE WASHERS (6).

5. INSTALL REMOTE CABLE AND RETAINING SCREWS.

6. INSTALL M8 NUTS PROVIDED ON MASTER-CYLINDER PUSHRODS.

7. ADJUST THE PUSHRODS SO THAT THE BALANCE BAR IS PERPENDICULAR TO THE PUSHRODS UNDER MAXIMUM LOAD. THE SYSTEM IS THEN SQUARE. IT IS NOT IMPORTANT THAT THE SYSTEM IS SQUARE WHEN RELEASED, BUT IT HAS TO BE UNDER LOAD.

FOR MAXIMUM EFFICIENCY, IT IS RECOMMENDED THAT THE PEDAL IS AT RIGHT ANGLE WITH THE PUSHRODS UNDER MAXIMUM BRAKING LOAD.

ALSO MAKE SURE THAT THE MASTER-CYLINDER PISTONS FULLY RETURN BEFORE USE. THIS CAN BE CHECKED BY FEELING THE PUSHRODS FOR SLIGHT MOVEMENTS. THERE SHOULD NOT BE ANY EXCESSIVE LOOSE MOVEMENT.

THE WASHERS (6) SHOULD BE LOOSE DURING THE FULL PEDAL TRAVEL. IF NOT, BACK OFF ONE CLEVIS AND BARREL NUT ANOTHER TURN.

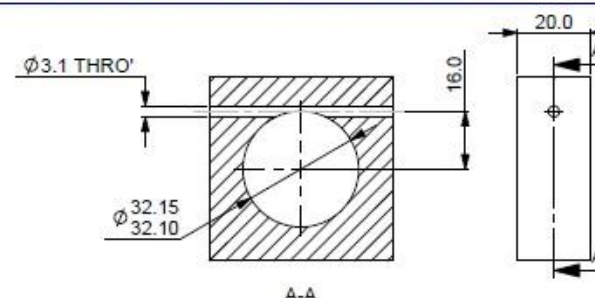
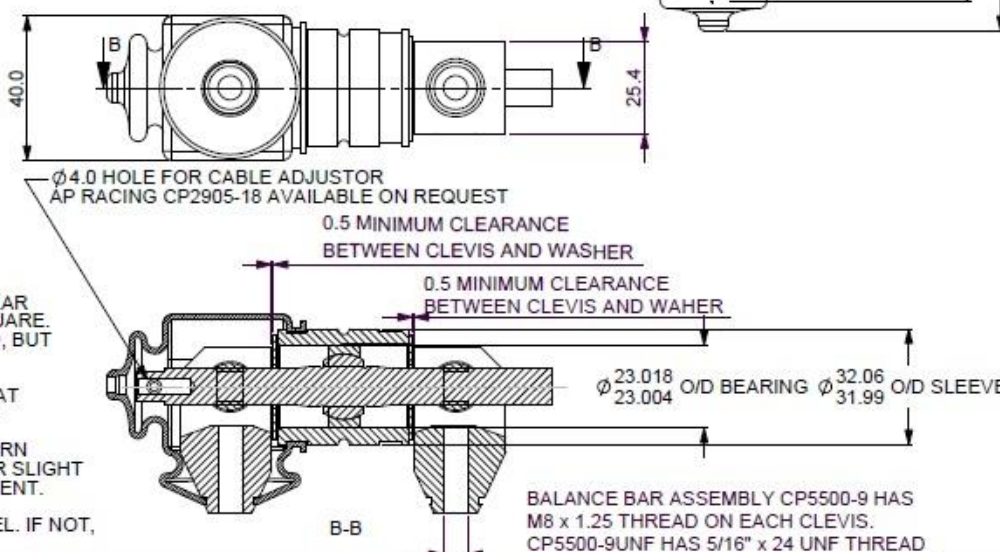


FIGURE 2: RECOMMENDED HOUSING DIMENSIONS

FIGURE 3: MAIN DIMENSIONS

MAXIMUM ARTICULATION $\pm 20^\circ$

IN CASE OF ONE CIRCUIT FAILURE, MAXIMUM TRAVEL BEFORE BRAKING IS 6.55 MM ON BALANCE BAR



Issue No.	Alterations		Zone	Initial
	Date & No.	Particulars		
1	06/06/01 B2912	FIRST ISSUE		GM
2	06/09/02 B3425	5/16" UNF OPTION ADDED	#	DRA
3	01/05/03 RAC20366	23.018/23.004 WAS 23.017/23.004	S6	GM

SCALE 1:1		SHEET 1 OF 1	
E	DRAWN	Gael Mace	
	APPROVED		
	DERIVED FROM		
TITLE			
BALANCE BAR ASSEMBLY			
DRG NO.		cp5500-9cd	

Capítulo 2

Montaje de los latiguillos

Para el tubo flexible 600 series hose.

1. Usando una hoja de sierra de dientes finos cortar el tubo a la longitud requerida.
Limpiar cualquier residuo suelto tanto de los extremos como del interior del tubo.



2. En una superficie limpia y plana desmontar el conector que se compone de 3 partes: cuerpo de ajuste, oliva y socket.



3. Poner dos sockets al contrario sobre la superficie trenzada del conducto presionados por la zona de los mismos que no está acampanada.



4. Con un mandril apropiado ensanchar los extremos del trenzado de acero inoxidable del conducto desde el interior del mismo.



5. Poner una oliva en cada uno de los extremos del conducto y empujar contra la superficie plana sólida asegurándose de que la misma está bien colocada respecto del tubo



6. Sujetar el cuerpo principal con una mordaza, lubricar la rosca introducir y empujar el conjunto montado anteriormente y enroscarlo a mano.



7. Terminar de enroscar el cuerpo principal con una llave hasta su tope.



ANEXO 3 - PLANOS

CONJUNTO,SUBCONJUNTO Y DESPIECE

Este documento contiene el listado de planos correspondiente al sistema de frenado así como los mismos agrupados en planos de conjunto, subconjunto y despiece.

LISTADO DE PLANOS

PLANOS DE CONJUNTO

- N° 0 Vistas 3d Solid Edge
- N° 1 Conjunto sistema de frenos

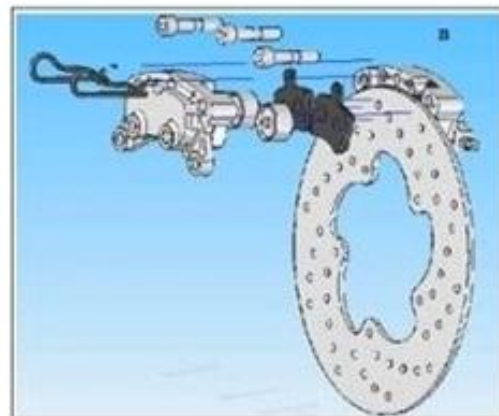
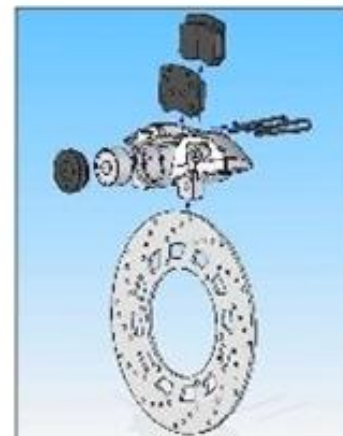
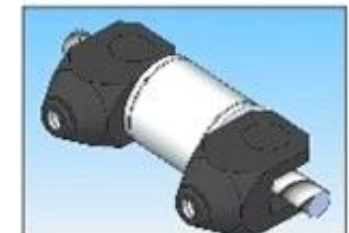
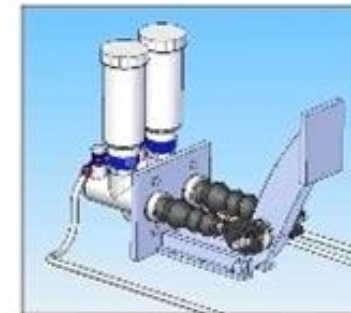
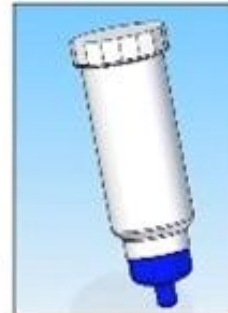
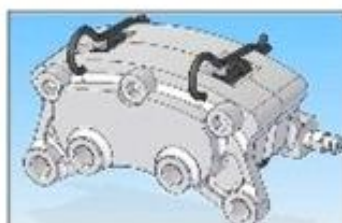
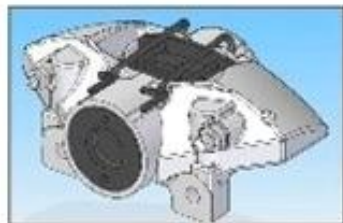
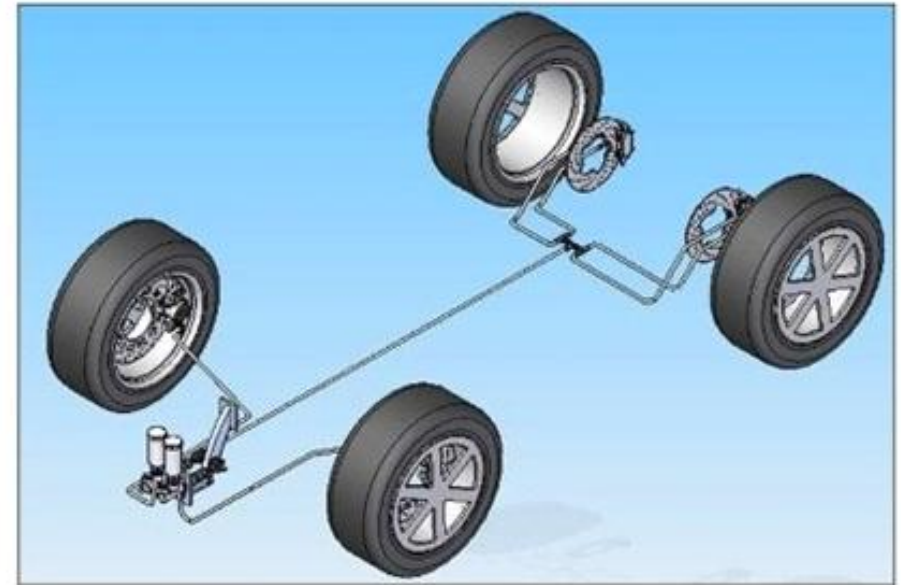
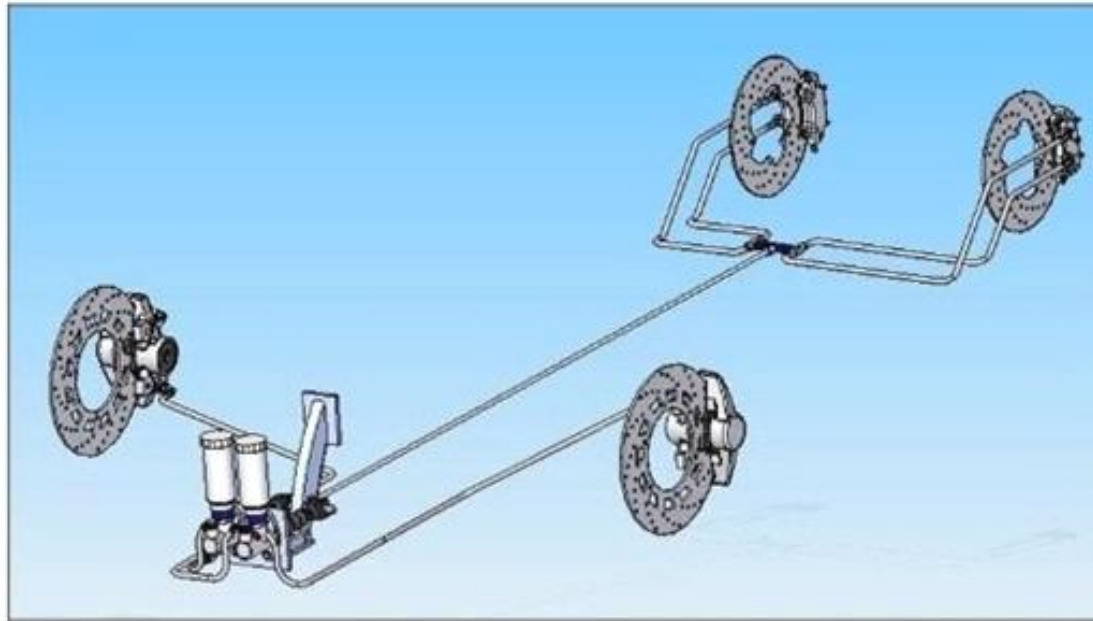
PLANOS DE SUBCONJUNTO

- N° 1.01 Subconjunto disco-pinza delantera
- N° 1.02 Subconjunto disco-pinza trasera
- N° 1.03 Subconjunto sistema hidráulico
- N° 1.01.01 Pinza de freno delantera
- N° 1.01.01 Pinza de freno trasera

PLANOS DE DESPIECE

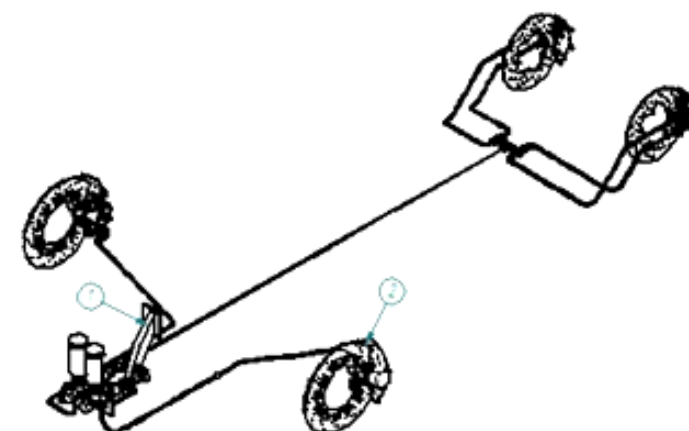
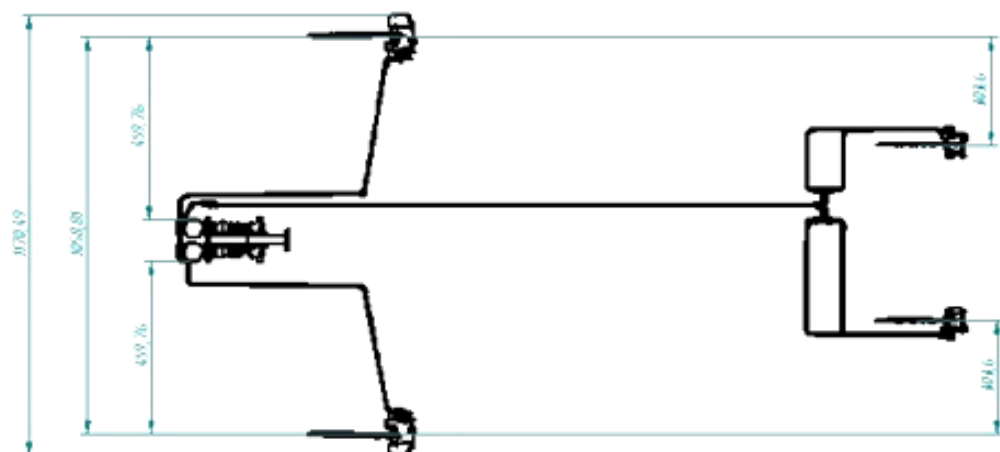
- N° 1.03.01 Pedal de freno
- N° 1.01.02 Disco delantero
- N° 1.02.02 Disco trasero
- N° 1.01.01.01 Cuerpo de pinza delantera
- N° 1.02.01.01 Cuerpo externo pinza trasera
- N° 1.02.01.02 Cuerpo interno pinza trasera

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior	
Dibujado	E.Criado		
Comprobado		Título	
Aprobado 1			
Aprobado 2		Vistas 3D Solid Edge	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ± 0.5 y ± 1		A3	Rev
		Plano	
Escala		Peso	Hoja 1 de 1

Revisiones			
Rev.	Descripción	Fecha	Aprobado



Número de elemento	Título	Cantidad
2	Conjunto disco-pinza	*
1	Conjunto pedal	1

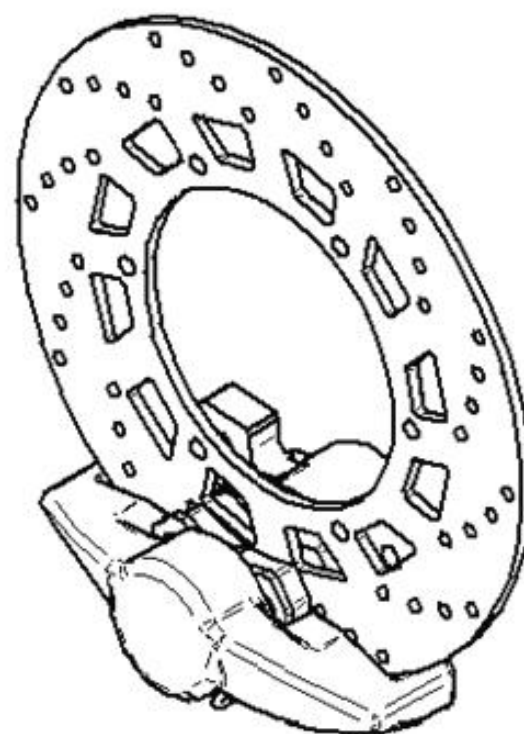
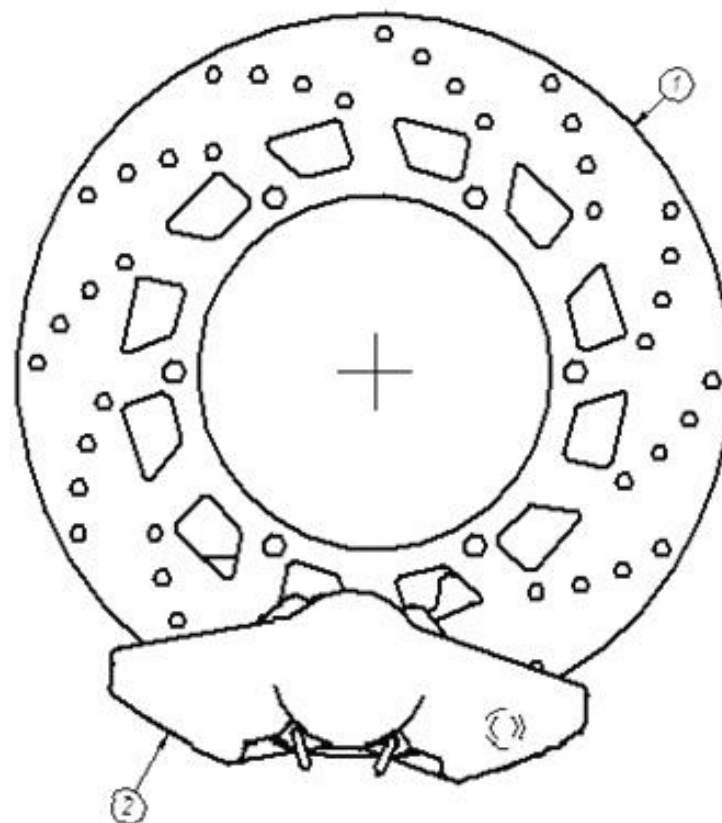
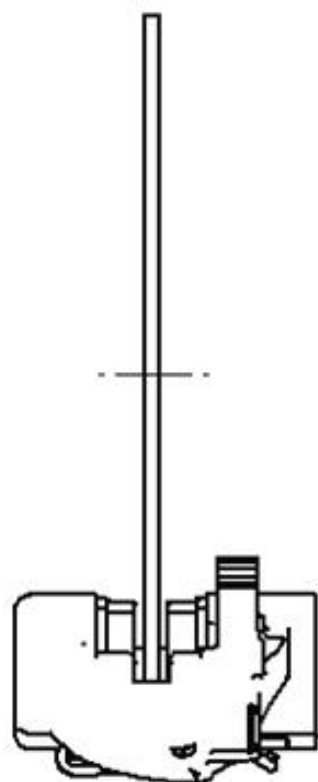
Revisión	Fecha	Elaborado	Aprobado
1	15/02/12	Elaborado	Aprobado
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			
30			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48			
49			
50			
51			
52			
53			
54			
55			
56			
57			
58			
59			
60			
61			
62			
63			
64			
65			
66			
67			
68			
69			
70			
71			
72			
73			
74			
75			
76			
77			
78			
79			
80			
81			
82			
83			
84			
85			
86			
87			
88			
89			
90			
91			
92			
93			
94			
95			
96			
97			
98			
99			
100			

Unidad	Revisión	Fecha	Elaborado	Aprobado
1	1	15/02/12	Elaborado	Aprobado
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				
24				
25				
26				
27				
28				
29				
30				
31				
32				
33				
34				
35				
36				
37				
38				
39				
40				
41				
42				
43				
44				
45				
46				
47				
48				
49				
50				
51				
52				
53				
54				
55				
56				
57				
58				
59				
60				
61				
62				
63				
64				
65				
66				
67				
68				
69				
70				
71				
72				
73				
74				
75				
76				
77				
78				
79				
80				
81				
82				
83				
84				
85				
86				
87				
88				
89				
90				
91				
92				
93				
94				
95				
96				
97				
98				
99				
100				

Unidad	Revisión	Fecha	Elaborado	Aprobado
1	1	15/02/12	Elaborado	Aprobado
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				
24				
25				
26				
27				
28				
29				
30				
31				
32				
33				
34				
35				
36				
37				
38				
39				
40				
41				
42				
43				
44				
45				
46				
47				
48				
49				
50				
51				
52				
53				
54				
55				
56				
57				
58				
59				
60				
61				
62				
63				
64				
65				
66				
67				
68				
69				
70				
71				
72				
73				
74				
75				
76				
77				
78				
79				
80				
81				
82				
83				
84				
85				
86				
87				
88				
89				
90				
91				
92				
93				
94				
95				
96				
97				
98				
99				
100				

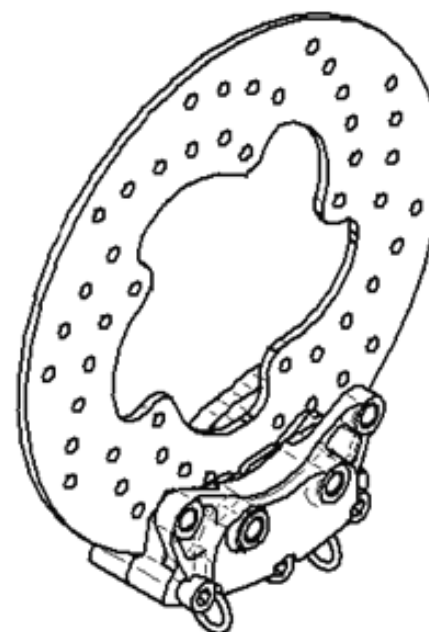
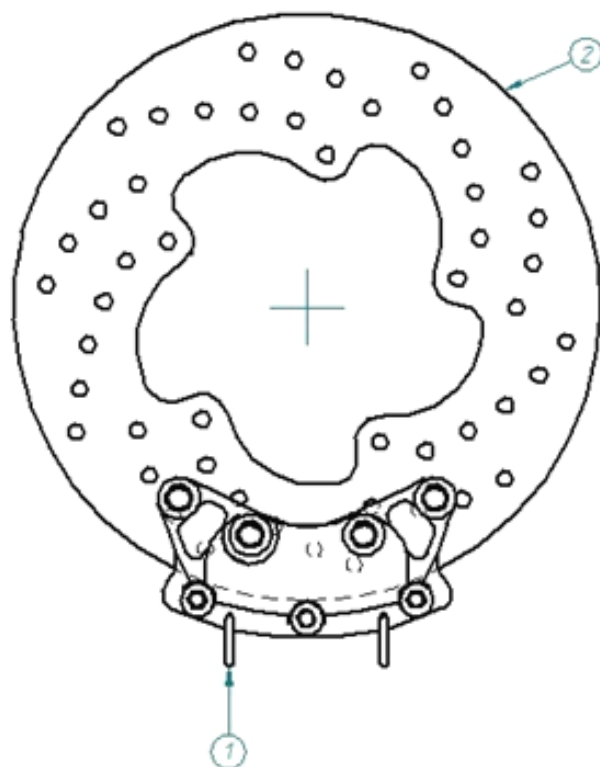
Unidad	Revisión	Fecha	Elaborado	Aprobado
1	1	15/02/12	Elaborado	Aprobado
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				
24				
25				
26				
27				
28				
29				
30				
31				
32				
33				
34				
35				
36				
37				
38				
39				
40				
41				
42				
43				
44				
45				
46				
47				
48				
49				
50				
51				
52				
53				
54				
55				
56				
57				
58				
59				
60				
61				
62				
63				
64				
65				
66				
67				
68				
69				
70				
71				
72				
73				
74				
75				
76				
77				
78				
79				
80				
81				
82				
83				
84				
85				
86				
87				
88				
89				
90				
91				
92				
93				
94				
95				
96				
97				
98				
99				
100				

Se le da una muestra antes de salir empaque grado tolerancia 0.5% 0.1"	42	Plano Nº 1	Fig.
		Tiro 1:10 Tiro 10:57K Hacia 1 de 1	



Número de elemento	Título	Material	Cantidad
2	Pinza de freno	Aluminio	1
1	Disco de freno	Aceero inoxidable	1

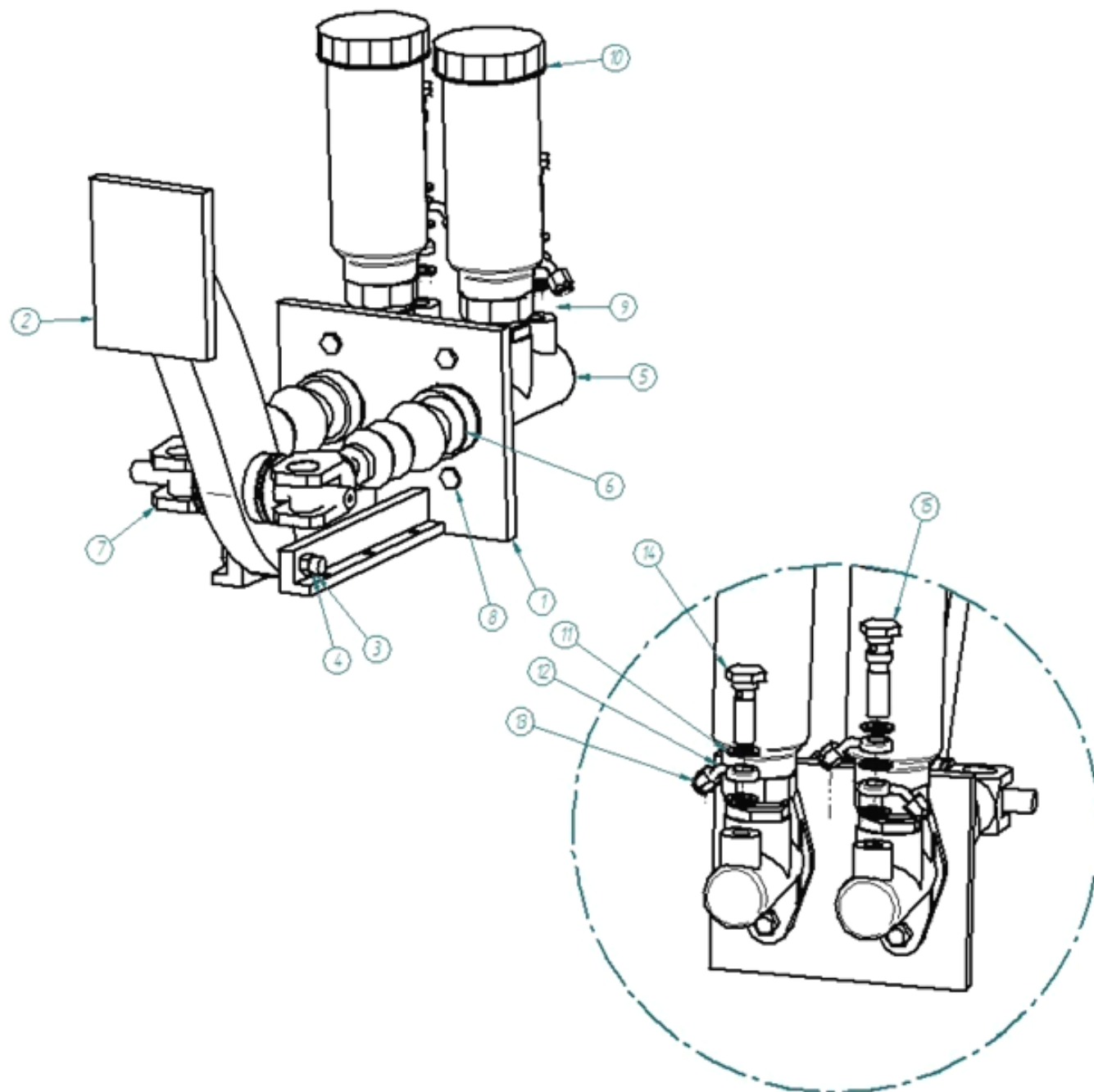
Dibujado	Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior Título Conjunto pinza-disco delantero	
Comprobado	E. Criado	13/02/12		
Aprobado 1				
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ± 0.5 y $\pm 1^\circ$			A3	Placa N° 1.01 Escala 1:2 Peso 2.66 Kg Hoja 1 de 1



Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

Número de elemento	Título	Cantidad
2	Disco de freno	1
1	Pinza de freno	1

Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior		
Dibujado	E. Criado	Título Conjunto pinza-disco trasero		
Comprobado				
Aprobado 1				
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y ± 1		A3	Plano N° 1.02	Rev.
		Escala 1:2 Peso 1,27 Kg Hoja 1 de 1		

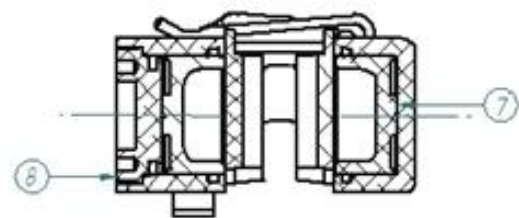


DETALLE A

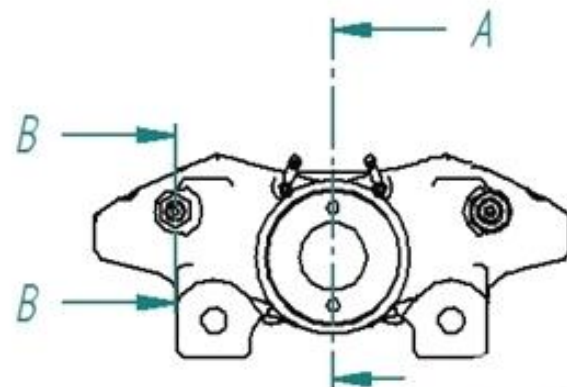
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

Número de elemento	Título	Material	Cantidad
15	Double banjo	Acero galvanizado	1
14	Single banjo	Acero galvanizado	1
13	Cabezal de conector	Acero galvanizado	2
12	Conector 45°	Acero galvanizado	2
11	Arandela	Aluminio, 1060	5
10	Depósito	Polipropileno, propósito general	2
9	Adaptador depósito	Aluminio, 1060	4
8	Tornillo base M8	Aluminio, 1060	4
7	Repartidor de frenada	Acero	2
6	Guardapolvo	PVC	2
5	Bomba de freno	Aluminio, 1060	2
4	Rosca bulón M8	Aluminio, 1060	1
3	Bulón soporte	Aluminio, 1060	1
2	Pedal	Aluminio, 1060	1
1	Base pedal	Aluminio, 1060	1

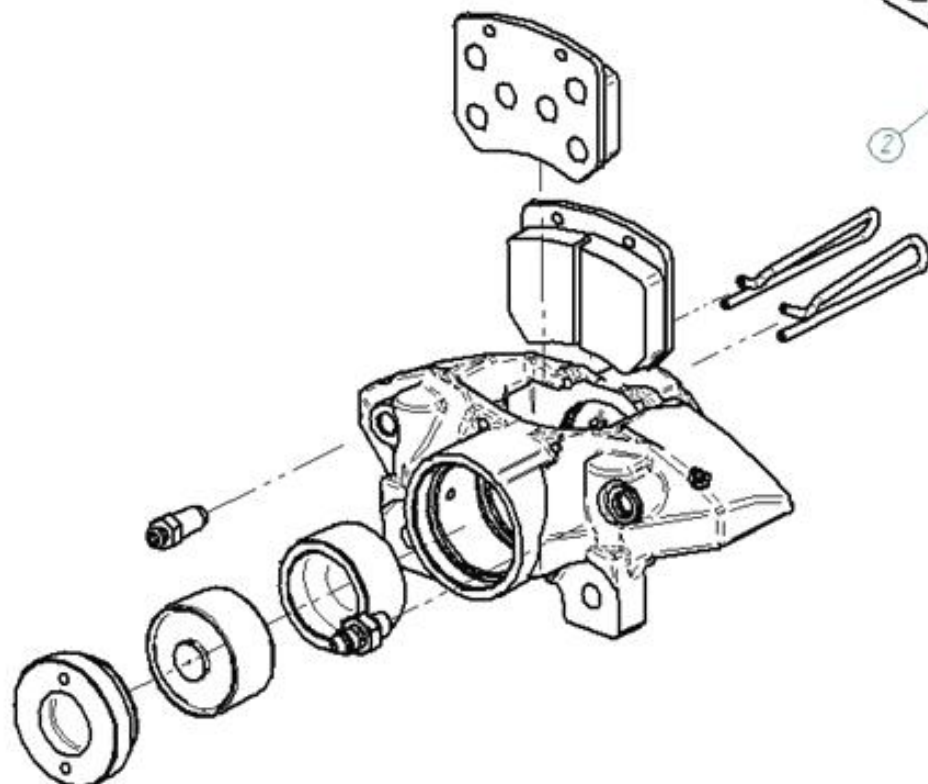
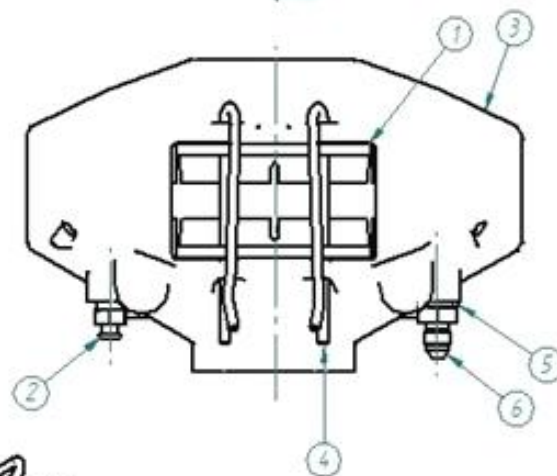
Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela politécnica Superior		
Dibujado	E.Criado	13/02/12	Título	
Comprobado			Sistema hidráulico	
Aprobado 1				
Aprobado 2				
Sobre indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y ± 1			A3	Plano N° 1.03
			Escala 1:2	Peso 1,97 Kg Hoja 1 de 1



CORTE A-A



CORTE B-B

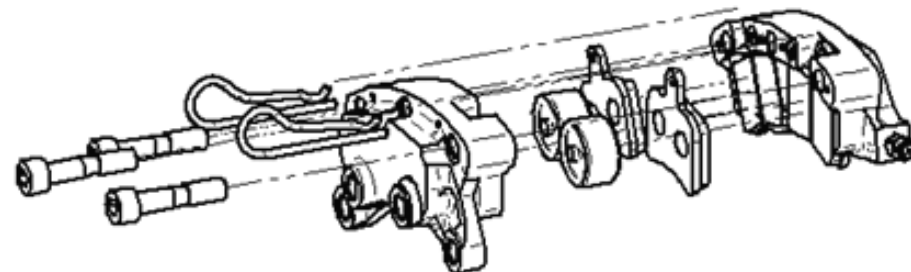
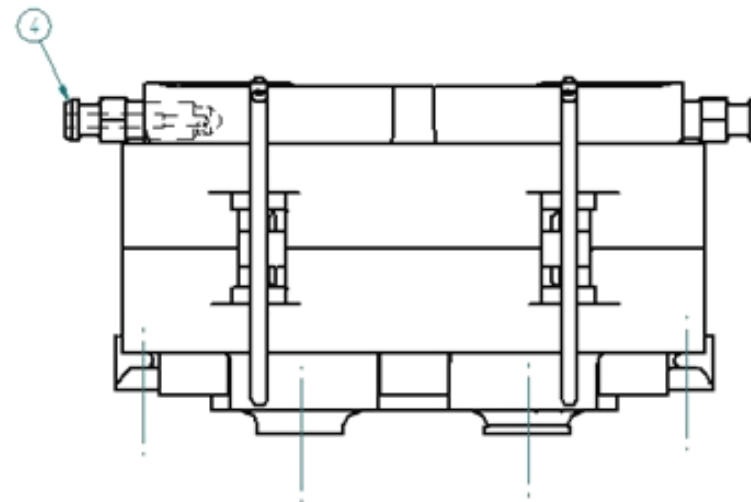
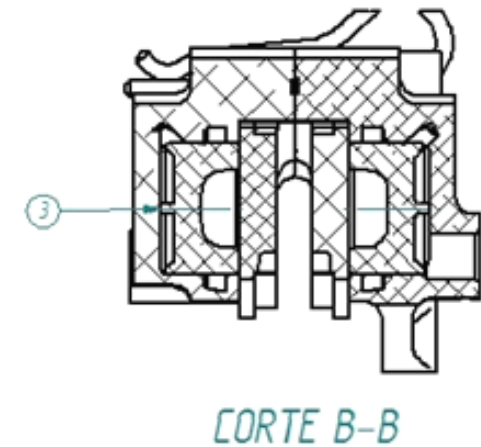
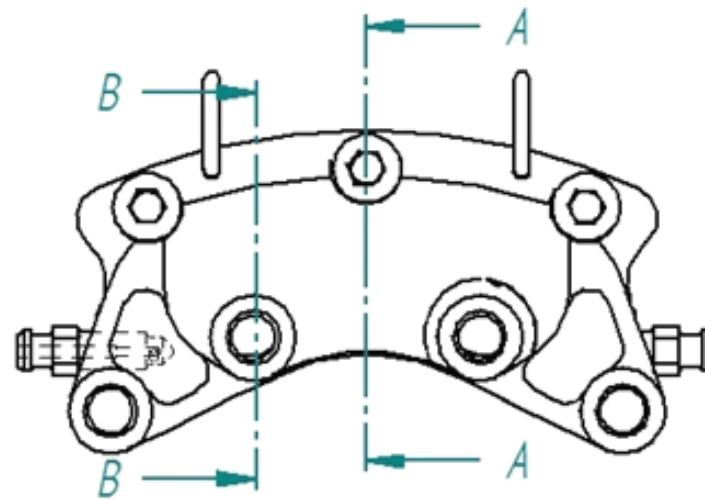
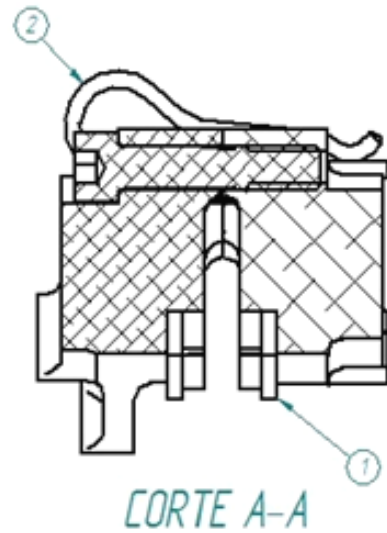


Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

Número de elemento	Título	Cantidad
8	Alojamiento freno de mano	1
7	Pistón	2
6	Tornillo hidráulico 3/8" x 24 UNF	1
5	Entrada hidráulica	1
4	Varilla portapastilla	2
3	Cuerpo de pinza	1
2	Tornillo de purga	1
1	Pastilla de freno	2

Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela politécnica Superior	
Dibujado E.Criado	13/02/12		
Comprobado		Título Pinza delantera	
Aprobado 1			
Aprobado 2		A3 Plano N° 1.01.01	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0.5 y ±1°		Revisión	Rev
		Escala 1:2	Peso 1.1 Kg Hoja 1 de 1

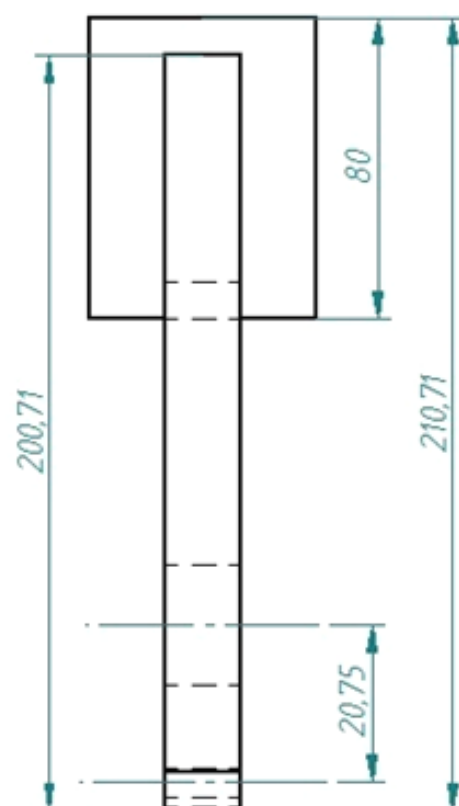
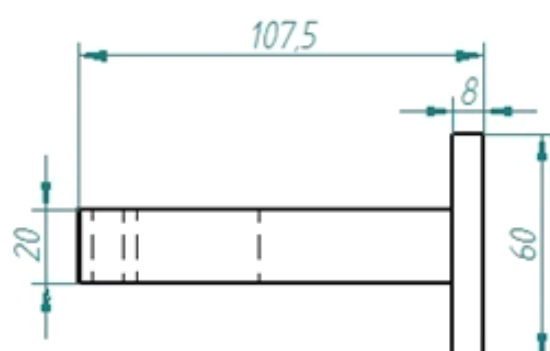
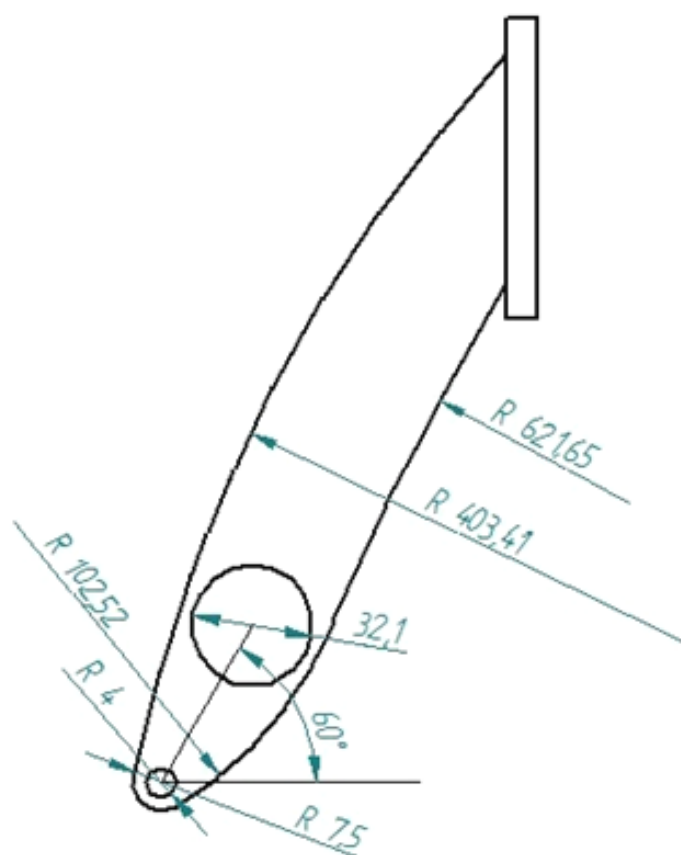
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



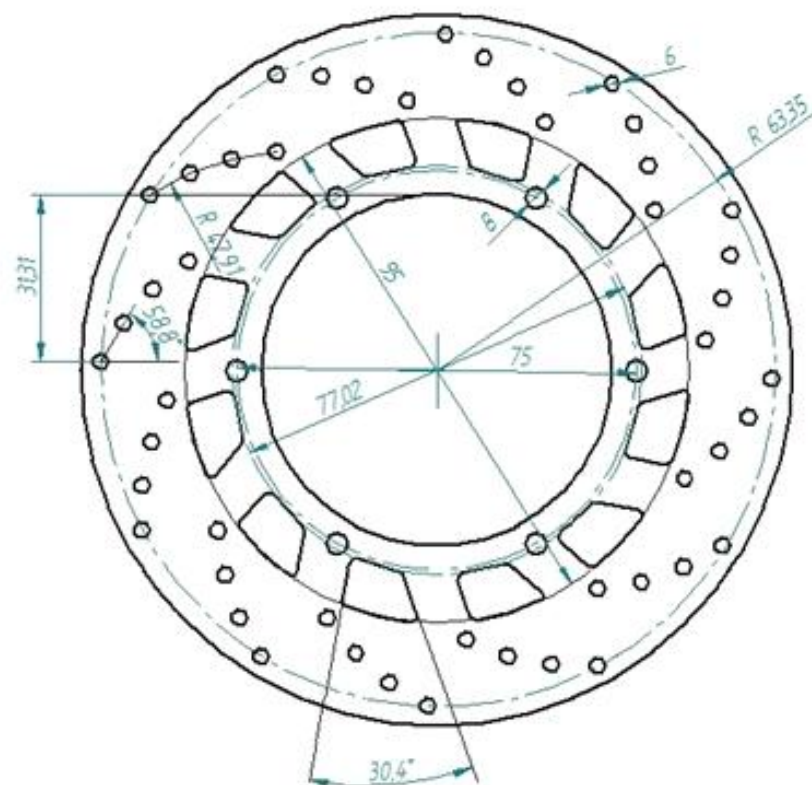
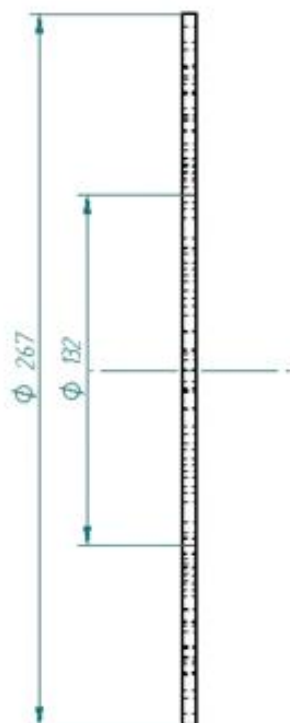
Número de elemento	Título	Cantidad
4	Tornillo de purga	2
3	Pistón	4
2	Varilla portapastilla	2
1	Pastilla de freno	4

Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior	
Dibujado E.Criado	13/02/12		
Comprobado		Título Pinza trasera	
Aprobado 1			
Aprobado 2		A3 Plano N° 1.02.01	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ± 0.5 y $\pm 1^\circ$		Revisión	Rev
		Escala 1:2	Peso 0,5 Kg Hoja 1 de 1

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

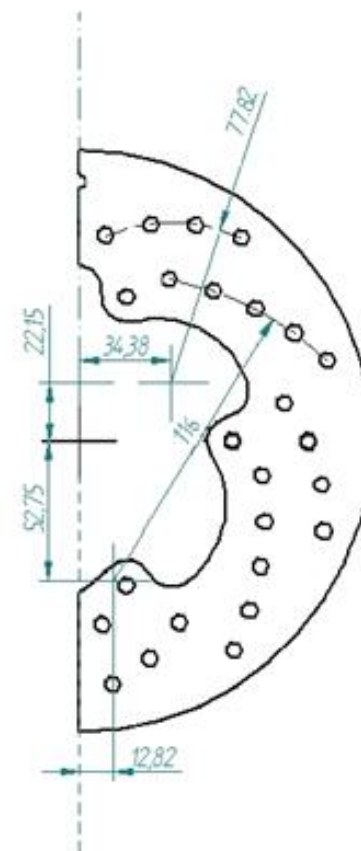
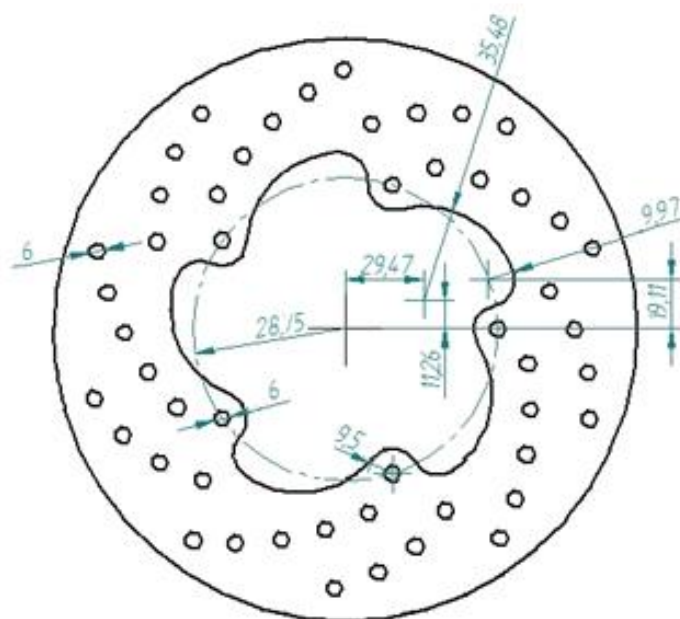


	Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior	
Dibujado	E.Criado	13/02/12		
Comprobado				
Aprobado 1			Título Pedal de freno	
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			A4	Plano N° 1.03.01
			Rev	
			Escala 1:2	Peso 0,44 Kg Hoja 1 de 1



Revisión			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

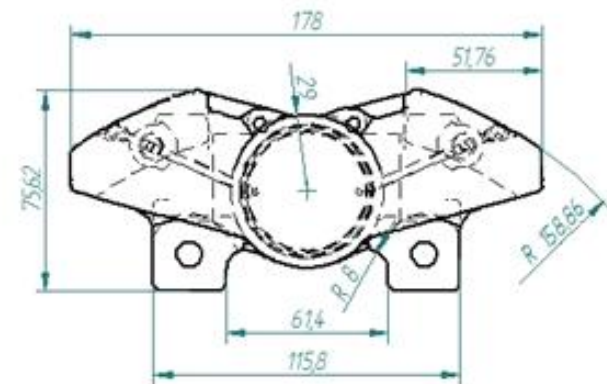
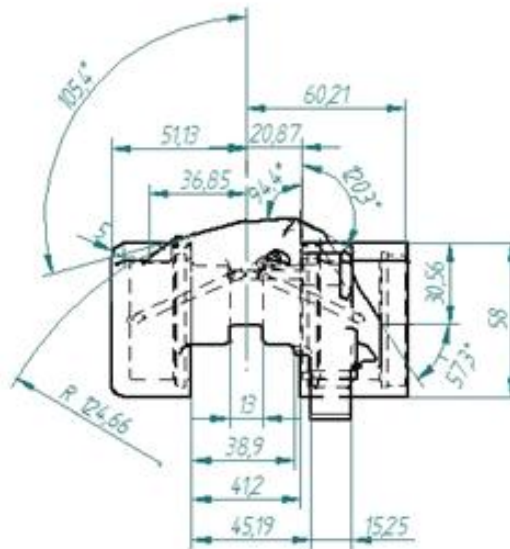
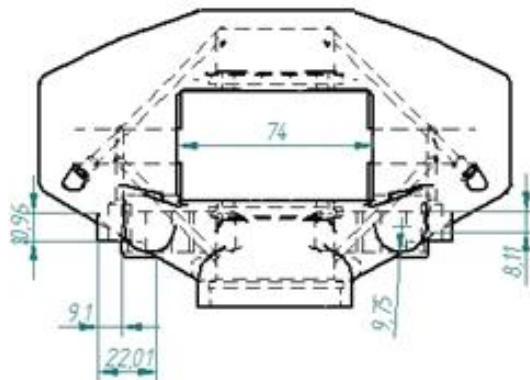
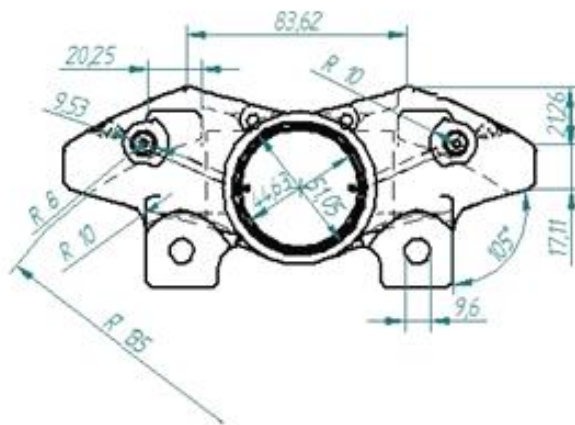
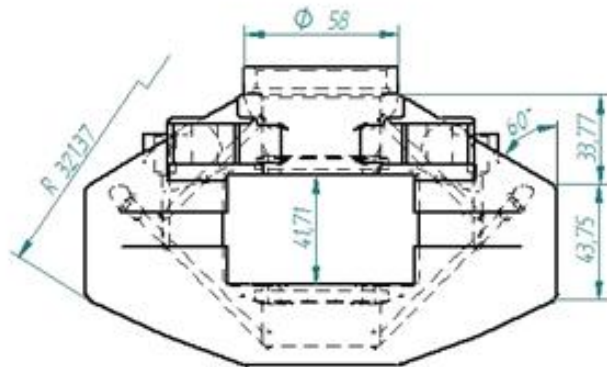
Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior	
Dibujado	E.Criado		
Comprobado		Título	
Aprobado 1			
Aprobado 2		Disco delantero	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ± 0.5 y $\pm 1^\circ$		A3	Plano
		Nº 1.01.02	
Escala		1:2	Peso
			1,37 Kg
		Hoja 1 de 1	



Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior	
Dibujado	E. Criado		
Comprobado		Título	
Aprobado 1			
Aprobado 2		Disco trasero	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ± 0.5 y $\pm 1^\circ$		A3	Plano
		Nº 1.02.02	
		Rev	
Escala 1:2		Peso 0,78 Kg	Hoja 1 de 1

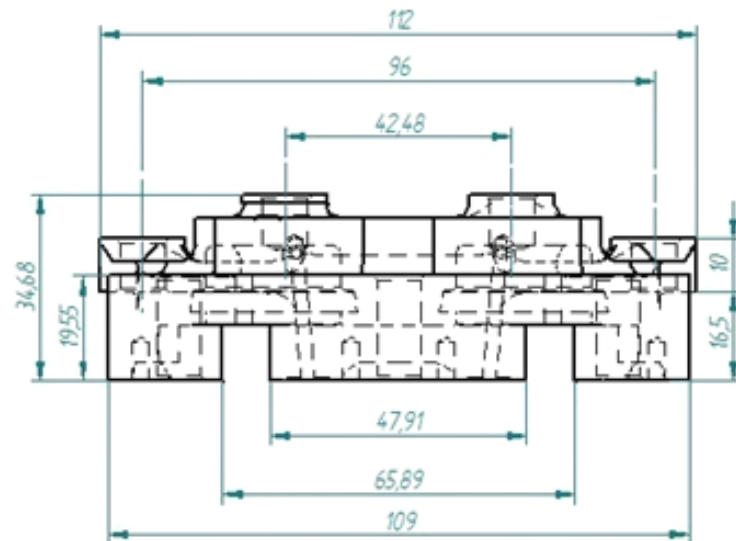
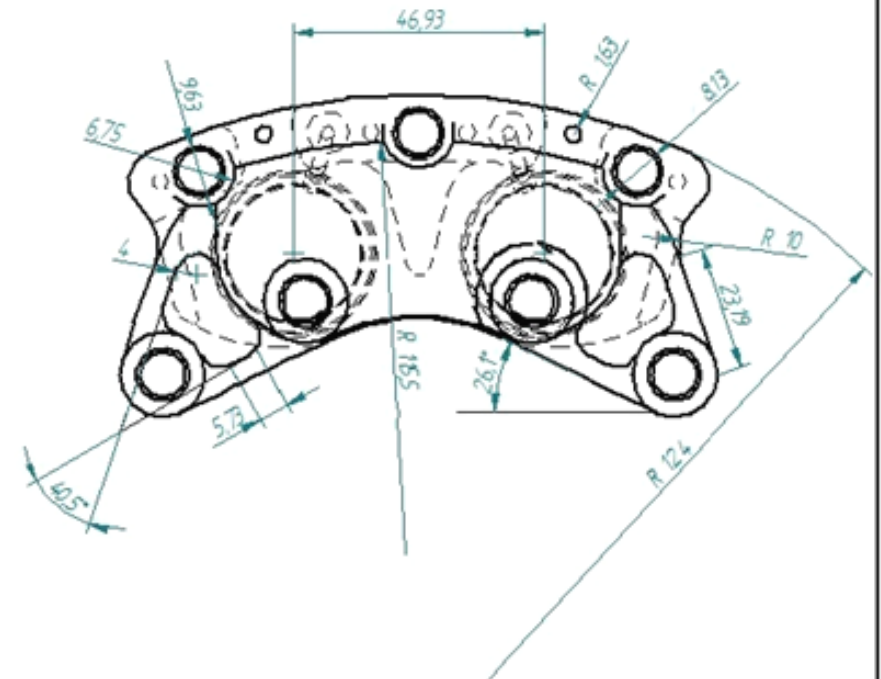
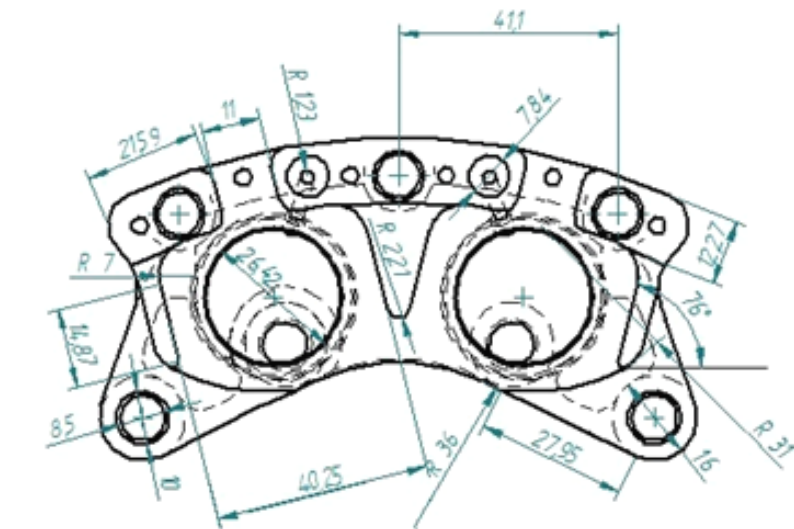
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Redondeo de aristas: 1,5mm

Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior		
Dibujado	E.Crudo	15/02/12	Título Cuerpo de pinza delantera	
Comprobado				
Aprobado 1				
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°			A3	Plano
			N° 1.01.01.01	
			Rev	
Escala 1:2		Peso 0,94 Kg	Hoja 1 de 1	

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Redondeo de aristas: 3mm

Nombre	Fecha	Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior		
Dibujado	E. Criado			
Comprobado		Título Cuerpo externo pinza trasera		
Aprobado 1				
Aprobado 2		A3 Plano N° 1.02.01.01		
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		Rev		
		Escala 1:1	Peso 0,17 Kg	Hoja 1 de 1

ANEXO 4 - PLIEGO DE CONDICIONES

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Este documento contiene las especificaciones técnicas recogidas como pliego de condiciones que nuestro sistema de frenado tendrá que cumplir.

ÍNDICE

- Objetivo.....página 1
- Presupuesto.....página 1
- Especificaciones técnicas.....página 1

OBJETIVO

El presente documento tiene como objeto el establecimiento de las especificaciones técnicas mínimas que deberá cumplir el sistema de frenos diseñado para cubrir las necesidades de una frenada determinada en un vehículo del tipo Formula SAE.

PRESUPUESTO

Este proyecto se deberá llevar a cabo bajo un presupuesto estimado de 3000 €. Este valor incluye las características definidas en este pliego de condiciones técnicas así como los complementos adicionales especificados y la repercusión del impuesto sobre el valor añadido.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- El vehículo deberá estar equipado por un sistema de frenado que actúe sobre las cuatro ruedas.
- El sistema de frenado debe ser accionado desde un único mecanismo de control.
- Debe poseer dos circuitos hidráulicos independientes de manera que si se produjera una avería en cualquier punto del sistema, la frenada esté asegurada en al menos dos de las cuatro ruedas del sistema.
- Cada circuito hidráulico debe tener su propio sistema de almacenamiento de fluido. Ya sea por el empleo de depósitos independientes, o bien por el empleo de un único depósito con separación interna.
- Los sistemas de freno “por cable” están prohibidos.
- Será aceptada la posibilidad de utilizar un único elemento de freno que actúe sobre un diferencial autoblocante.
- No se permitirá la utilización en el sistema hidráulico de conductos realizados en material plástico o sin blindaje de protección.
- El sistema deberá ser lo más sencillo posible de manera que simplifique al máximo las operaciones de mantenimiento que deberán ser realizadas íntegramente por los integrantes del equipo.
- El sistema de frenado deberá ser lo más ligero posible de manera que contribuya a reducir al máximo el peso del vehículo.

- El diámetro máximo de los elementos frenantes no podrá ser mayor que el diámetro de la llanta, establecido en 13 pulgadas.
- Se aconseja la utilización de frenos de disco como alternativa a emplear en el sistema.
- La máxima dureza de accionamiento del sistema de frenado deberá estar comprendida entre 175 y 220 N para impedir provocar fatiga al conductor durante la competición.
- Se debe evitar el bloqueo de cualquiera de los dos ejes del vehículo bajo condiciones normales de funcionamiento, y dado el caso, deberá darse el bloqueo del eje delantero con anterioridad al trasero por constituir esta última una situación más desfavorable.
- Se debe prever que las dimensiones del conjunto del pedal de freno permitan su instalación dentro del habitáculo sin producir interferencias con ningún otro elemento del vehículo. Así también debe ser lo más adaptado a las características del conductor.
- El sistema de frenos debe ser lo más robusto posible para así impedir inestabilidades.
- Las bombas de freno deben ser elegidas de manera que su muelle de retorno permita devolver al pedal a su posición original cuando la fuerza de accionamiento cese.
- Se deberá tener en cuenta que la batalla del vehículo se ha establecido en 1540 mm así como la altura del centro de gravedad lo está en 250 mm respecto del suelo, incluyendo la masa de un conductor estimada en 68 Kg, dando lugar a un reparto de masa de 120 Kg en el eje delantero y de 110 Kg en el trasero.
- La máxima deceleración admisible vendrá determinada por el compuesto que forme el neumático elegido así como las condiciones meteorológicas que afecten al estado del pavimento en cada momento.

ANEXO 5 - PRESUPUESTO

PARCIALES Y GLOBALES

Este documento contiene las mediciones de cada uno de los componentes que forman el sistema de frenado elegido así como el presupuesto parcial y general.

ÍNDICE

Mediciones.....pág1

Cuadro de precios.....pág2

Presupuestos parciales.....pág3

Presupuesto global.....pág5

MEDICIONES

Conjunto disco-pinza de freno eje delantero

Denominación	Referencia	fabricante	Cantidad
Disco de freno sólido perforado	DR 152	Grimeca	2
Pinza de freno	CP2577-E03	AP Racing	2
Pastilla de freno Ferodo	FCP825w	Ferodo	2 cajas

Conjunto disco-pinza de freno eje trasero

Denominación	Referencia	fabricante	Cantidad
Disco de freno sólido perforado	DR 031	Grimeca	2
Pinza de freno	CP4227-2S0	AP Racing	2
Pastilla de freno	CP4226D27-RQ3	AP Racing	4 cajas

Conjunto pedal-bomba

Denominación	Referencia	fabricante	Cantidad
Bomba	CP262623-905PRT115	AP Racing	2
Repartidor	CP5500-9	AP Racing	1
Cable repartidor	CP2905-8	AP Racing	1
Depósito	CP4709-11	AP Racing	2
Pedal		UC3M	1

Sistema hidráulico

Denominación	Referencia	fabricante	Cantidad
Líquido de freno	AP600	AP Racing	2 botes
Double Banjo bolt JIC/UNF	773-03	Goodridge	1
45º banjo extended neck	5094-03-P	Goodridge	3
Tubo rígido Hardline Stainless Steel 836 Tube	HL836-03C	Goodridge	2 m
Tubo flexible 600 series	600-03	Goodridge	4 m
90º Swept tube female concave seat	6091-03	Goodridge	2
Equal Male	AN815-03V	Goodridge	2
Single banjo bolt UNF	775-03-P	Goodridge	1
Straight male convez seat	441-03	Goodridge	1
Female tube Nut	N1406	Goodridge	2
Male Tee	AN824-03-P	Goodridge	1
Adaptor swives female coupling	CPL-03	Goodridge	2
Re usable tee fitting with male JIC/UNF	5131-03	Goodridge	2
Banjo Straight extended neck	5092-03	Goodridge	4
Single banjo bolt metric	992-03-31	Goodridge	4
Washer-03 Cooper	44516	Goodridge	13

CUADRO DE PRECIOS

Conjunto pinza-disco de freno eje delantero

Denominación	Referencia	Fabricante	Precio (€)
Disco de freno sólido perforado	DR 152	Grimeca	87,98
Pinza de freno	CP2577-E03	AP Racing	179,67
Pastilla de freno Ferodo	FCP825w	Ferodo	119,15

Conjunto pinza-disco de freno eje trasero

Denominación	Referencia	Fabricante	Precio (€)
Disco de freno sólido perforado	DR 031	Grimeca	36,14
Pinza de freno	CP4227-2S0	AP Racing	353,57
Pastilla de freno	CP4226D27-RQ3	AP Racing	16,77

Conjunto pedal-bomba

Denominación	Referencia	fabricante	Precio (€)
Bomba	CP262623-905PRT115	AP Racing	78,18
Repartidor	CP5500-9	AP Racing	213,17
Cable repartidor	CP2905-8	AP Racing	90,9
Depósito	CP4709-11	AP Racing	17,94
Pedal		UC3M	98,4

Sistema hidráulico

Denominación	Referencia	Fabricante	Precio (€)
Líquido de freno	AP600	AP Racing	18,3
Double Banjo bolt JIC/UNF	773-03	Goodridge	2,19
45º banjo extended neck	5094-03-P	Goodridge	6,58
Tubo rígido Hardline Stainless Steel 836 Tube	HL836-03C	Goodridge	23,35
Tubo flexible 600 series	600-03	Goodridge	8,48
90º Swept tube female concave seat	6091-03	Goodridge	9,42
Equal Male	AN815-03V	Goodridge	3,18
Single banjo bolt UNF	775-03-P	Goodridge	1,31
Straight male convez seat	441-03	Goodridge	7,79
Female tube Nut	N1406	Goodridge	0,82
Male Tee	AN824-03-P	Goodridge	14,76
Adaptor swives female coupling	CPL-03	Goodridge	15,58
Re usable tee fitting with male JIC/UNF	5131-03	Goodridge	36,08
Banjo Straight extended neck	5092-03	Goodridge	4,1
Single banjo bolt metric	992-03-31	Goodridge	1,31
Washer-03 Cooper	44516	Goodridge	0,05

PRESUPUESTOS PARCIALES

Conjunto disco-pinza frenos eje delantero

Denominación	Referencia	fabricante	Cantidad	Precio Total (€)
Disco de freno sólido perforado	DR 152	Grimeca	2	175,96
Pinza de freno	CP2577-E03	AP Racing	2	359,34
Pastilla de freno Ferodo	FCP825w	Ferodo	2 cajas	238,3

Precio Neto 773,6 €

Conjunto disco-pinza frenos eje trasero

Denominación	Referencia	fabricante	Cantidad	Precio Total (€)
Disco de freno sólido perforado	DR 031	Grimeca	2	72,28
Pinza de freno	CP4227-2S0	AP Racing	2	707,14
Pastilla de freno	CP4226D27-RQ3	AP Racing	4 cajas	67,08

Precio Neto 846,5 €

Conjunto pedal-bomba

Denominación	Referencia	fabricante	Cantidad	Precio Total (€)
Repartidor	CP5500-9	AP Racing	1	213,17
Cable repartidor	CP2905-8	AP Racing	1	90,9
Depósito	CP4709-11	AP Racing	2	35,88
Pedal		UC3M	1	98,4

Precio Neto 594,71 €

Sistema hidráulico

Denominación	Referencia	Fabricante	Cantidad	Precio (€)
Líquido de freno	AP600	AP Racing	2	36,6
Double Banjo bolt JIC/UNF	773-03	Goodridge	1	2,19
45º banjo extended neck	5094-03-P	Goodridge	3	19,74
Tubo rígido Hardline Stainless Steel 836 Tube	HL836-03C	Goodridge	2	46,7
Tubo flexible 600 series	600-03	Goodridge	4	33,92
90º Swept tube female concave seat	6091-03	Goodridge	2	18,84
Equal Male	AN815-03V	Goodridge	2	6,36
Single banjo bolt UNF	775-03-P	Goodridge	1	1,31
Straight male convex seat	441-03	Goodridge	1	7,79
Female tube Nut	N1406	Goodridge	2	1,64
Male Tee	AN824-03-P	Goodridge	1	14,76
Adaptor swives female coupling	CPL-03	Goodridge	2	31,16
Re usable tee fitting with male JIC/UNF	5131-03	Goodridge	2	72,16
Banjo Straight extended neck	5092-03	Goodridge	4	16,4
Single banjo bolt metric	992-03-31	Goodridge	4	5,24
Washer-03 Cooper	44516	Goodridge	13	0,65

Precio Neto 315,46 €

PREUSPUESTO GLOBAL

Sistema de frenos adaptado a un vehículo tipo monoplace destinado a participar en la competición de Fórmula Student 2013. Cuyas principales características son:

- Deceleración máxima: 1,6 g
- Fuerza máxima admisible en el pedal: 215 N
- Doble circuito hidráulico independiente.
- Dos discos delanteros independientes externos de 267 mm de diámetro externo
- Dos discos traseros internos de 220 mm de diámetro externo.
- Dos pinzas delanteras fijas de simple pistón de diámetro 44,5 mm
- Dos pinzas traseras fijas de doble pistón de diámetro 25,4 mm
- Un repartidor de frenada ajustable desde la posición del conductor.
- Mando regulador del repartidos de frenada
- Pedal diseñado y fabricado en aluminio por la Universidad Carlos III de Madrid con una relación de 4,15:1
- Latiguillos flexibles de teflón recubiertos de acero trenzado con diámetro externo de 6,45 mm y diámetro interno de 3,5 mm
- Conducto rígido de acero de diámetro exterior 4,8 mm y diámetro interior de 3,36 mm
- Líquido de frenos
- Dos bombas de freno de 16,8 mm de diámetro de pistón.
- Dos depósitos de fluido.
- Diversos adaptadores y conectores.

Denominación	Referencia	Cantidad	Precio total
Disco de freno sólido perforado	DR 152	2	175,96 €
Pinza de freno	CP2577-E03	2	359,34 €
Pastilla de freno Ferodo	FCP825w	2	238,30 €
Disco de freno sólido perforado	DR 031	2	72,28 €
Pinza de freno	CP4227-2S0	2	707,14 €
Pastilla de freno	CP4226D27-RQ3	4	67,08 €
Bomba	CP262623-905PRT115	2	156,36 €
Repartidor	CP5500-9	1	213,17 €
Cable repartidor	CP2905-8	1	90,90 €
Depósito	CP4709-11	2	35,88 €
Pedal		1	98,40 €
Líquido de freno	AP600	2	36,60 €
Double Banjo bolt JIC/UNF	773-03	1	2,19 €
45º banjo extended neck	5094-03-P	3	19,74 €
Tubo rígido Hardline Stainless Steel 836 Tube	HL836-03C	2	46,70 €
Tubo flexible 600 series	600-03	4	33,92 €
90º Swept tube female concave seat	6091-03	2	18,84 €
Equal Male	AN815-03V	2	6,36 €
Single banjo bolt UNF	775-03-P	1	1,31 €
Straight male convez seat	441-03	1	7,79 €
Female tube Nut	N1406	2	1,64 €
Male Tee	AN824-03-P	1	14,76 €
Adaptor swives female coupling	CPL-03	2	31,16 €
Re usable tee fitting with male JIC/UNF	5131-03	2	72,16 €
Banjo Straight extended neck	5092-03	4	16,40 €
Single banjo bolt metric	992-03-31	4	5,24 €
Washer-03 Cooper	44516	13	0,65 €

Precio neto total 2.530,27 €

Base IVA 18%

Importe IVA 455,45 €

TOTAL 2.985,72 €

Madrid 9 de Febrero de 2012

Elena Criado Ocaña